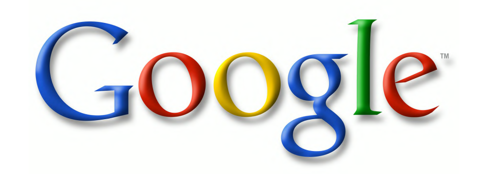
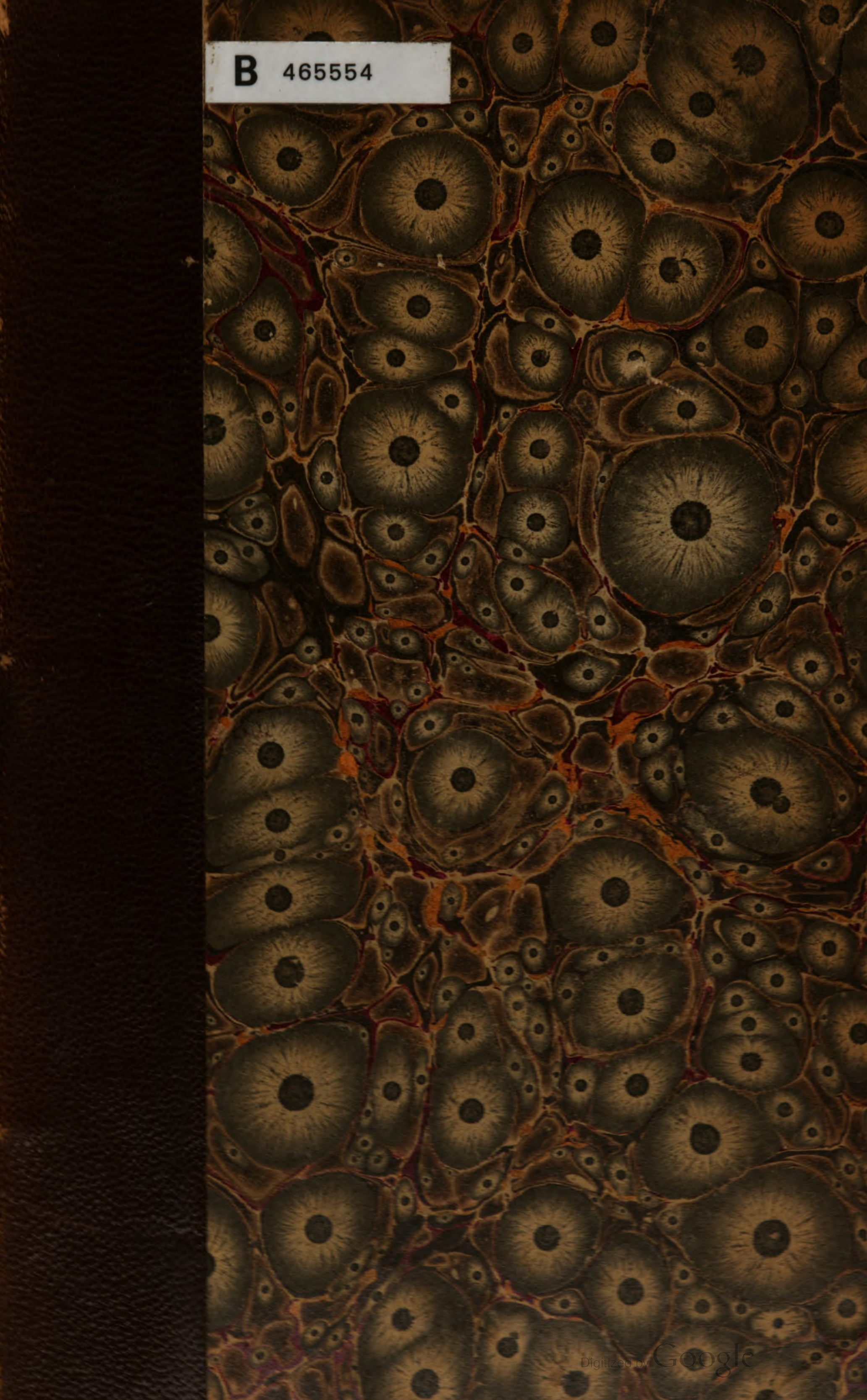



B 465554


1837
ARTES
VERITAS
SCIENTIA
LIBRARY OF THE
UNIVERSITY OF MICHIGAN
E PLURIBUS UNUM
TUEBOR
SI QUAERIS PENINSULAM AMOENAM
CIRCUMSPICE
DEPARTMENT
OF
ENGINEERING



NOUVELLE THÉORIE

DES

POMPES CENTRIFUGES

PARIS. — IMPRIMERIE E. BERNARD ET Cie

23, RUE DES GRANDS-AUGUSTINS, 23

NOUVELLE THÉORIE

DES

POMPES CENTRIFUGES

ÉTUDE THÉORIQUE & PRATIQUE

PAR

E. MARCHAND

INGÉNIEUR CIVIL



PARIS

LIBRAIRIE E. BERNARD & Cie

IMPRIMEURS-ÉDITEURS

53 ter, Quai des Grands-Augustins, 53 ter

1896

NOUVELLE THEORIE

DES

POMPES CENTRIFUGES

ÉTUDE THÉORIQUE ET PRATIQUE

INTRODUCTION ET HISTORIQUE

1. — Dans les livres actuels on lit que les pompes centrifuges sont des appareils basés sur la force centrifuge pour élever l'eau, ce qui veut dire que cette force serait la seule cause du mouvement du liquide.

Selon nous, il n'en est pas ainsi, les pompes en question doivent leur fonctionnement à deux causes réunies aussi importantes l'une que l'autre qui sont :

1° La force centrifuge d'inertie du liquide;

2° La pression atmosphérique, et nous démontrerons plus loin que la première n'a pour but que d'équilibrer les résistances, tandis que la deuxième engendre le mouvement du fluide.

En pratique, l'organe essentiel d'une pompe de ce genre est une turbine à aubes courbes ou droites qui, étant animée d'un mouvement de rotation, communique à la masse liquide l'influence de la force centrifuge.

Cette turbine prenant l'eau par ses orifices centraux, la force centrifuge fait que la pression atmosphérique chasse le liquide du centre de la turbine vers sa circonférence, il y a donc dé-

pression à ce centre. Cette dépression sera plus ou moins forte, selon la rapidité de la rotation et la petitesse des entrées centrales de la turbine. Ainsi elle aspire et elle refoule à la fois.

La pompe centrifuge est un appareil excessivement ingénieux, d'une grande simplicité et robusticité.

D'autre part, elle est d'un poids minime comparativement aux autres systèmes de pompes ; puis elle se prête merveilleusement aux débits variés; aussi a-t-elle eu dès son début une faveur industrielle marquée.

La première pompe centrifuge (1) semble être celle de Le Demours imaginée en 1732, elle fut suivie par celle du colonel Ducrest, en 1771 ; d'autres inventeurs vinrent ensuite, mais la première pompe méritant d'être appelée industrielle est vraisemblablement celle d'Appold, en 1851.

Beaucoup de constructeurs suivirent la voie tracée par lui, les uns faisant mieux, les autres plus mal (2), mais le progrès accompli jusqu'ici est presque nul, car les meilleures pompes industrielles ne donnent encore que 64 % de rendement.

C'est en vérité un insuccès dû, selon nous, à ce que l'on n'a pas encore compris les principes de ces pompes, lesquels nous venons d'énoncer clairement.

Nous allons, par la suite, démontrer ce que nous avançons et faire voir que les pompes centrifuges peuvent être fortement améliorées et devenir les rivales, à tous les points de vue, des pompes à piston.

Nous ferons voir aussi que ces appareils doivent être faits selon des principes fixes, ce qui veut dire que toutes les pompes centrifuges de même importance devraient être identiques en tous points, quel que soit le constructeur. Or, ce n'est pas le cas actuellement, comme chacun peut s'en convaincre, chaque constructeur donnant des formes et des dimensions qui lui sont propres.

1. *Traité général Morin*, édition de 1863 ; Poillon, tome II.

2. Actuellement les constructeurs les plus renommés sont les Dumont, Farcot, Guyne.

Aussi est-ce la diversité très grande de ces pompes qui nous a conduit, en cherchant ses causes, à l'étude présente.

Beaucoup d'auteurs ont essayé des théories sur les pompes centrifuges; mais toutes sont incomplètes et erronées, car elles ne sont pas confirmées par les résultats pratiques.

Notre étude qui, nous espérons, sera trouvée complète, repose sur cette idée générale d'envisager le liquide contenu dans la pompe et ses tuyauteries depuis l'extrémité de l'aspiration jusqu'à celle du refoulement, comme une colonne liquide unique, plus ou moins tortueuse (c'est-à-dire supposée d'un seul bloc si l'on peut dire ainsi) animée d'un mouvement et pour laquelle les coudes, vannes, etc... et *la turbine meme* sont des obstacles placés sur son trajet.

Cette théorie empruntera donc beaucoup à nos deux études précédentes parues dans les *Bulletins technologiques* d'octobre et décembre 1894 de la Société A et M.

SOMMAIRE GÉNÉRAL DE NOTRE ÉTUDE

Pour faciliter le lecteur, nous pensons qu'il est utile de le fixer, dès maintenant, sur la méthode d'exposition de cette étude.

1° Nous rappellerons, avec annotations spéciales, certaines formules de la Mécanique concernant la force centrifuge. Et nous donnerons aussi quelques formules nouvelles intéressantes pour ce travail;

2° Nous établirons notre théorie nouvelle des phénomènes généraux qui ont lieu dans une pompe centrifuge;

3° Ensuite, nous raisonnerons les principes de turbines et leurs dimensions pratiques et adopterons un type de formes et dimensions;

4° Ce type de turbine permettra, grâce à notre théorie et à des calculs pratiques, d'établir les lois régissant les divers éléments techniques d'une installation quelconque avec pompe centrifuge.

CHAPITRE PREMIER

De la force centrifuge dans un disque matériel massif et dans un autre creux mais plein d'eau.

2. — La mécanique nous apprend que dans un disque massif (fig. 1) animé d'un mouvement de rotation, il est dégagé sur chaque molécule une force centrifuge qui tend à l'éloigner du centre de rotation.

En supposant un disque creux (fig. 2) mais plein d'eau, les phénomènes ne seront pas changés, chaque molécule liquide sera animée d'une force centrifuge, tout comme les molécules métalliques du disque creux.

Si m est une molécule de poids p, r sa distance du centre de rotation, n le nombre de tours, v la vitesse tangentielle correspondante à r et à n la force centrifuge agissant sur elle sera :

$$f = \frac{m\ v^2}{r} = \frac{p}{g} \times \frac{v^2}{r}$$

et l'on sait que la direction de cette force est un rayon.

Or la résultante des forces motrices animant le disque est naturellement une force tangente à un cercle décrit du centre de rotation puisque le disque tourne, d'où la direction de la force centrifuge est normale à celle de la force motrice; donc cette dernière n'engendre pas directement l'autre; elle en est la cause seulement.

Nous en concluons que *la force centrifuge n'est pas liée directement à la force motrice, elle n'en est qu'une conséquence déterminée par un phénomène de la Nature.*

En appelant N le nombre de tours par minute, R le rayon du disque, V la vitesse tangentielle ou $\frac{2 \pi R N}{60}$, P la force centrifuge la plus grande, c'est-à-dire celle qui agit à la circonférence et V_1 la vitesse angulaire, on a :

$$P = \frac{m V^2}{R} = m V_1^2 R$$

Cela veut dire que la paroi intérieure circulaire du disque fermé supporte de la part du liquide, par unité de surface ($d \omega$), une pression P.

Or, pour l'eau, la masse m est celle d'un cylindre liquide ayant pour base $d\omega$ et longueur R dont le poids est $R \, d \, \omega \times \delta$. ($\delta$ étant la densité du liquide).

Disons en passant que cette pression P peut parfaitement équilibrer une colonne d'eau dont la hauteur sera $H_0 \delta = P$ ou bien simplement $H_0 = P$ puisque $\delta = 1$.

Expressions du travail moteur théorique capable d'entretenir la rotation uniforme de disques quelconques :

3. — La rotation continue et uniforme d'un disque exige un travail moteur constant, sinon la rotation ne serait pas uniforme, et l'on conçoit parfaitement que si l'effort moteur augmente ou diminue, la vitesse du disque augmente et diminue.

La mécanique nous apprend que le travail moteur théorique absorbé est équivalent à la moitié de la force vive ou d'inertie totale emmagasinée dans le disque tournant.

Dans le cas de la figure 2 il y en a deux : un disque métallique fermé à sa circonférence et d'un disque liquide.

Appelons I le moment d'inertie total du deuxième et T son

travail moteur correspondant, puis I' celui du premier et T' son travail, on aura :

$$\left.\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}\, I\, V_1^2 = \frac{1}{2}\, I\, \frac{V^2}{R^2} \\ T' &= \frac{1}{2}\, I'\, V_1^2 = \frac{1}{2}\, I'\, \frac{V^2}{R^2} \end{aligned}\right\}$$

V étant la vitesse tangentielle, R le rayon et V_1 étant la vitesse angulaire.

Ces formules nous font voir déjà que les travaux sont proportionnels aux moments d'inertie des corps tournants et qu'il y aura intérêt à faire I et I' minimum si l'on veut que les travaux absorbés le soient aussi.

Cas d'un disque de révolution à demi-section trapézoïdale.

4. — Estimons I pour le cas d'un disque liquide ayant des demi-sections trapézoïdales (fig. 3).

On sait que le facteur I est le moment d'inertie du disque entier qui n'est autre que le produit de sa masse totale $M = \frac{P}{g}$ par le carré du rayon x du centre de gravité d'une demi-section; d'où :

$$I = M \times x^2$$

En remplaçant $\frac{P}{g}$ par ses valeurs en fonction des dimensions il vient :

$$I = \frac{1000}{g}\left[\left(\frac{a+c}{2}\right) \times R) \times 2\,\pi\, \frac{R}{2}\right] \times x^2$$

$$I = 1000 \left[\frac{\pi R^2}{g} \times \left(\frac{a+c}{2}\right)\right] \times x^2$$

Or :

$$x = \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right) \times R$$

d'où :

$$I = 1000 \frac{\pi R^2}{g} \times \frac{a+c}{2} \times \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right)^2 R^2 \qquad (1)$$

Ceci fait voir que I *augmente plus rapidement avec* R *qu'avec les dimensions* a *et* c.

En remplaçant dans la formule de T il vient :

$$T = \left[\frac{1000}{2g} \times \pi R^2 \left(\frac{a+c}{2}\right) \times \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right)\right] R^2 \times \frac{V^2}{R^2}$$

puis en simplifiant :

$$T = 1000 \frac{\pi}{2g} \times \left(\frac{a+c}{2}\right) \times \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right) \times V^2 R^2 \qquad (2)$$

$$T = 160 \times \left(\frac{a+c}{2}\right) \times \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right)^2 \times V^2 R^2$$

Ainsi donc le travail de la force vive ou d'inertie est directement proportionnel au carré de la vitesse tangentielle à la circonférence du disque et de son rayon.

Cette dernière formule pouvant aussi s'écrire :

$$T = \frac{1000\,\pi}{2g} \times \frac{a+c}{2} \times \left(\frac{c+2a}{3c+3a}\right)^2 \times V_1^2 R^2$$

elle montre que pour une marche normale donnée où V_1

est constante, le travail est directement proportionnel au

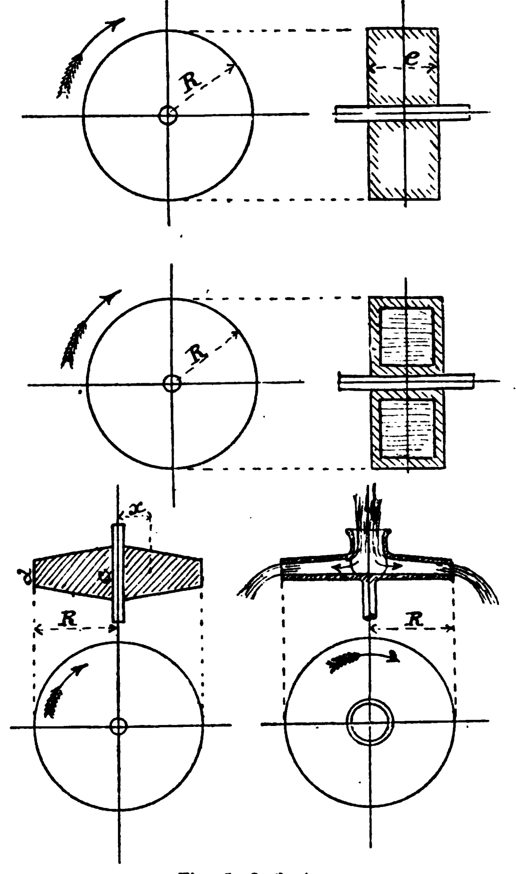


Fig 1, 2, 3, 4

aube du rayon. Elle prouve encore qu'il vaudra mieux, pour une turbine de pompe centrifuge, faire R le plus petit possible.

Cas d'un disque de révolution à demi-section rectangulaire.

5. — S'il s'agissait d'un disque d'égale épaisseur e, liquide ou métallique, on aurait :

$$I' = \frac{\pi R^2 \times e \times \delta}{g} \times \frac{R}{4} = \frac{\pi R^4 e \delta}{4g} \qquad (3)$$

et le travail correspondant :

$$T = \frac{1}{2} \times \frac{\pi R^4 e \delta}{4g} \times \frac{V^2}{R^2} = \frac{\pi . R^2 . e . \delta . V}{8g}$$

Or :

$$\pi R^2 e \delta = P$$

donc :

$$T' = \frac{P}{78{,}48} \times V^2 \qquad (4)$$

Formule très simple, pouvant servir facilement en pratique, puisqu'elle n'est fonction que du poids du disque et de sa vitesse tangentielle extérieure.

En résumé la formule (1), comme celle-ci, montre que pour un disque (ou une turbine), les travaux d'inertie T et T' augmentent comme les carrés des vitesses tangentielles, c'est-à-dire que ces travaux sont directement proportionnels aux carrés des vitesses.

Calculs du diamètre qu'il faudrait donner à une poulie calée sur le même axe qu'un disque annulaire (turbine) qu'elle fait tourner.

6. — Un disque comme celui figure 4 peut avoir un couple

moteur quelconque, c'est-à-dire peut tourner par une poulie de grandeur variable.

Pourtant si cette poulie est petite sa courroie devra être très tendue et cela occasionnera des frottements très exagérés ; si au contraire on la prend trop grande elle sera trop lourde et encombrante. Donc une poulie pour le cas en question doit être déterminée selon des principes et non choisie arbitrairement.

Nous pensons que la rotation d'une turbine (disque) se fera sans trépidations, sans réactions internes, c'est-à-dire le plus naturellement possible si l'effort moteur produisant le mouvement a un levier précisément égal à celui des résistances diverses, dont les réactions se répercutent directement sur le corps de la turbine même. (Remarquons que l'axe et la turbine ne font qu'un).

Il est évident qu'il est inutile de faire entrer en ligne de compte la résistance directe à l'élévation du liquide, c'est-à-dire tenir compte de la hauteur à laquelle on monte l'eau, car le point d'application de cette résistance n'est pas autre que celui de la demi-section trapézoïdale de la turbine.

Les efforts qui restent à considérer seront donc ceux provenant de l'inertie des masses métalliques et liquides qui tournent et des frottements du corps de la turbine dans le milieu qui l'entoure.

Appelons :

R le rayon du disque ;
r celui du trou central ;
$2e$ la largeur des deux joues du disque à sa circonférence extérieure ;
$2e'$ la largeur des deux joues à la circonférence du trou central ;
V la vitesse tangentielle extérieure.
a l'écartement des joues à la circonférence extérieure.
c l'écartement des joues à la circonférence centrale.

Nous avons démontré dans une précédente étude ([1]) que la

1. *Bulletin* A *et* M, octobre 1894 (parag. 58, 59).

force de résistance du frottement sur la surface latérale extérieure des joues est :

$$P_1 = 160 f \times \frac{V^2}{R^2} (R^4 - r^4) \qquad (5)$$

(f étant le coefficient de frottement).

Et son bras de levier x_1 :

$$x_1 = \frac{R^5 - R^5}{1,25 \ (R^4 - R^4)} \qquad (6)$$

Puisque le frottement sur les largeurs $2e$ et $2e'$ est :

$$P_2 = 160 f \times \frac{V^2}{R^2} [4 \, e \, R^3 + 4 \, e' \, r^3] \qquad (7)$$

dont le bras de levier x_2 :

$$x_2 = \frac{e \, R^4 + e' \, r^4}{e \, R^3 + e' \, r^3} \qquad (8)$$

Nous avons vu aussi que le travail exigé pour l'entretien de la rotation de la masse liquide contenue dans le disque et qui tourne avec lui est (form. 2) :

$$T = 160 \times \left(\frac{a + c}{2}\right) \times \left(\frac{c + 2a}{3c + 3a}\right)^2 \times V^2 + R^2$$

Et que le bras de levier du couple de résistance de cette masse liquide vaut :

$$x = \frac{c + 2 \, a}{3 \, c + 3 \, a} \times R$$

C'est en effet la distance du centre de gravité d'une demi-sec

tion liquide à l'axe de rotation. La vitesse de ce point en fonction de la vitesse tangentielle du disque est :

$$V' = V \times \frac{x}{R} = V \times \frac{c + 2a}{3c + 3a}$$

Il s'ensuit que l'effort tangentiel appliqué au centre de gravité en question vaut :

$$F = \frac{T}{V'} = 160 \times \left(\frac{a + c}{2}\right) \times \left(\frac{c + 2a}{3c + 3a}\right) \times V R^2 \quad (9)$$

Par les mêmes considérations nous trouverons l'effort et le bras de levier de la résistance due à l'inertie de la masse métallique. A la grande rigueur il faudrait tenir compte du vide des trous centraux du disque, mais il y a la matière du moyeu et des nervures entretoisant les joues qui vient compenser largement ce manque de métal ; de sorte que nous pouvons avec une approximation [1] suffisante considérer le disque comme ayant une épaisseur uniforme égale à

$$\frac{2e + 2e'}{2} = e + e'$$

et appliquer la formule 4 du travail d'inertie qui est :

$$T' = \frac{P}{98{,}48} V^2$$

formule dans laquelle les termes P et V^2 sont connus.

Dans ces conditions le bras de levier du couple de résistance est $x' = \frac{R}{2}$, sa vitesse en fonction de V sera

1. S'il s'agissait de très grands disques très lourds il vaudrait mieux faire entrer en lignes de compte séparément chacune de ses parties.

$$V'' = \frac{V}{2}.$$

D'où l'effort F' du couple résistant :

$$F' = \frac{P\,V}{39{,}24} \qquad (10)$$

Nous connaîtrons donc le moment total M_t de tous les efforts résistants ci-dessus qui aura pour expression :

$$M_t = P_1\,x_1 + P_2\,x_2 + F\,x + F'\,x'$$

ainsi que la valeur réelle que l'effort du couple moteur fictif [1] équivalent ou :

$$R = P_1 + P_2 + F + F'$$

Il s'ensuivra que le bras de levier de R sera :

$$l = \frac{P_1\,x_1 + P_2\,x_2 + F\,x + F'\,x'}{P_1 + P_2 + F + F'}$$

Telle est l'expression donnant le rayon que devrait avoir théoriquement la poulie de la turbine.

En tout cas c'est le bras de levier le plus logique à donner à l'effort moteur, qu'il agisse par la poulie ou par engrenages.

Remarque. — Toutes les valeurs des efforts ci-dessus étant fonctions les unes de $\left(\frac{V^2}{R^2}\right)$ les autres de $\left(\frac{V}{R}\right)$ on peut en conclure que le diamètre des poulies des pompes centrifuges sont, pour une même vitesse tangentielle en raison directe des rayons des turbines.

1. L'effort moteur total faisant marcher la turbine n'est pas celui-là puisque nous négligeons la résistance de la montée de l'eau.

Et il faut observer que pour une turbine donnée il n'y a qu'une seule dimension convenable de poulie, puisque les réactions internes qui peuvent se produire ne seront pernicieuses que sur la turbine même et son arbre ; il n'y a donc qu'une seule valeur de l pouvant assurer la rotation avec un minimum de trépidations ou d'efforts secondaires.

(1re application)

Trouver le diamètre d'une poulie pour une turbine [1] *en fonte de pompe ayant les dimensions suivantes :*

$$R = 0^m,200 \; ; \; r = 0,100 \; ; \; 2e = 0,012 \; ; \; 2e' = 0,020$$

$$V = 15^m,420 \; ; \; 2 = 0,060 \; ; \; c = 0,120$$

Il s'ensuit :

$$V^2 = 237,776 \; ; \; R^4 = 0,0016 \; ; \; r^4 = 0,0004$$

$$R^5 = 0,00032 \; ; \; r^5 = 0,00005.$$

En admettant que les joues de la turbine soient brutes de fonderie le coefficient de frottement convenable pourra être pris égal à

$$f = 0,00525$$

$$P_1 = 6 \text{ kilos et } x_1 = 0^m,180$$

$$P_2 = 2^k,317 \text{ g. et } x_2 = 0^m,183$$

$$T = 160 \times \left(\frac{0,06 \times 0,120}{2}\right) \times \left(\frac{0,120 + 0,120}{0,360 + 0,180}\right) \times V^2 R^2$$

1. La turbine en question appartient à une pompe Dumont ayant $0^m,200$ à l'aspiration.

$$T = 27 \text{ kgm.}$$
$$x = 0^m,0888$$
$$E = 3^k,943$$

La turbine pesant à peu près 36 kilogrammes, la formule 4 du travail donnera :

$$T' = \frac{36}{78,48} \times 235,377 = 108 \text{ kilogrammètres}$$

On sait qu'ici $x' = 0^m,100$ et on trouvera :

$$F' = 14^k,080$$

Il suit de tous ces résultats :

$$M_t = 1,080 + 0,424 + 0,35 + 1,408 = 3,262$$

et

$$R = 26^k,34$$

d'où

$$l = 0^m,123.8$$

Ce qui montre que le diamètre de la poulie devrait être de $0^m,2476$.

(2e application)

Trouver le diamètre d'une poulie pour une turbine en fonte [1] *la pompe ayant les dimensions suivantes :*

$$R = 0^m,693 ; \; r = 0,270 \; ; \; 2\,e = 0,024 \; ; \; 2\,e' = 0,032 \; ;$$
$$V = 15^m,420 \; ; \; d = 0,100 \; ; \; c = 0^m,280$$

1. La turbine en question appartient à une pompe Ruston Proctor ayant $0^m,608$ de diamètre à l'aspiration.

Il s'ensuit :

$$V^2 = 237,776 \; ; \; R^4 = 0,28 \; ; \; r^4 = 0,00531 \; ; \; R^5 = 0,15939 \; ;$$
$$r^5 = 0,0014337.$$

Ici les joues de la turbine sont également brutes de fonderie de sorte que nous prendrons

$$f = 0,00525$$

On trouve par ordre :

$$P_1 = 93^k,416 \qquad x_1 = 0^m,564$$
$$P_2 = 7 \text{ k.} \qquad x_2 = 0^m,660$$
$$T = 615 \text{ kilogrammètres.}$$
$$x = 0^m,292$$
$$F = 94^k,665$$

La turbine en question pesant 565 kilogrammes la formule 4 donnera :

$$T' = \frac{565}{78,48} \times 237,776 = 1710 \text{ kilogrammètres}$$
$$x' = 0^m,346$$
$$F = 222 \text{ k.}$$

Il suit de ces résultats :

$$M_t = 52,687 + 4,62 + 27,642 + 76,812 = 161,761$$
$$R = 417^k,081$$

d'où :

$$l = 0^m,387.8$$

Ce qui montre que le diamètre de la poulie devrait être de $0^m,775$.

CHAPITRE II

Phénomènes généraux dans une pompe centrifuge montant l'eau dans une tuyauterie sans la débiter au dehors.
Établissement de l'équation fondamentale $V = \sqrt{2gH_0}$.
De la dépression ou vide au centre d'une turbine.
Équation d'équilibre des efforts internes et externes.
Lois diverses liant la force centrifuge aux hauteurs des colonnes d'eau.

7. — Soit une pompe centrifuge existante représentée en coupe verticale (fig. 5) et appelons :

R le rayon de la turbine.

r_1 le rayon des ouïes ou ouvertures centrales.

Admettons un instant que la pompe soit en marche, débitant un volume constant Q par seconde : conséquemment la turbine aura une marche uniforme.

Or chacun sait qu'en diminuant sa vitesse le débit diminue aussi et que si on la réduit assez, l'eau descend dans le tuyau de refoulement et n'apparaît plus en haut. Enfin si on diminue cette vitesse par trop, la pompe se désamorce.

Donc, on conçoit déjà que plus la hauteur d'élévation sera grande, plus le nombre de tours de la turbine devra être grand aussi. (Nous verrons plus loin la loi qui lie les hauteurs et les vitesses).

Ainsi, on peut, à volonté, faire monter ou descendre l'eau dans le tuyau de refoulement, à une hauteur quelconque *o p* par exemple, donc alors on peut l'y maintenir fixe.

Si, en ce cas, nous appelons H'_0 la hauteur verticale de la colonne liquide;

n le nombre de tours de la turbine.

V la vitesse tangentielle à sa circonférence extérieure, l'expérience démontre que la relation suivante

$$V = \sqrt{2\, g\, H'} \qquad (11)$$

est satisfaite, en tout cas, indépendamment des formes des turbines et pour toutes les valeurs de H'_0. si la colonne de hauteur H'_0 est au repos, bien que la turbine soit en marche.

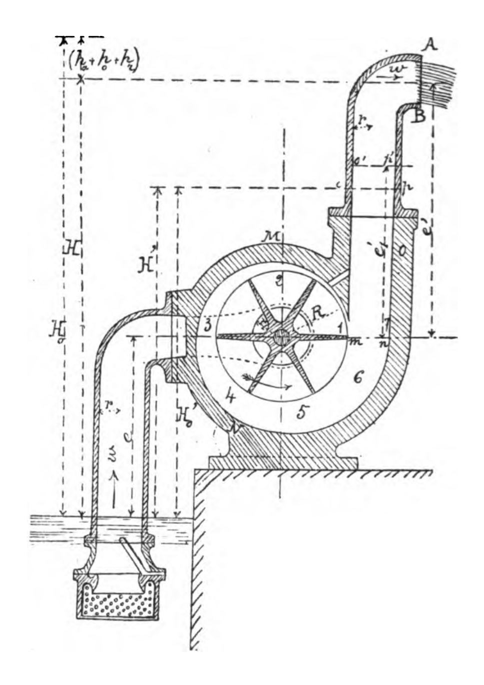


Fig. 5

Cette relation générale était d'ailleurs à prévoir, comme nous allons le démontrer.

Disons d'abord que toutes les parties internes de la pompe et des tuyauteries sont pleines d'eau, que la colonne liquide soit au repos ou non et cela, à cause de l'incompressibilité du liquide.

Puisqu'il y a mouvement du disque (ou turbine), il y a évidemment développement de force centrifuge sur chaque molé-

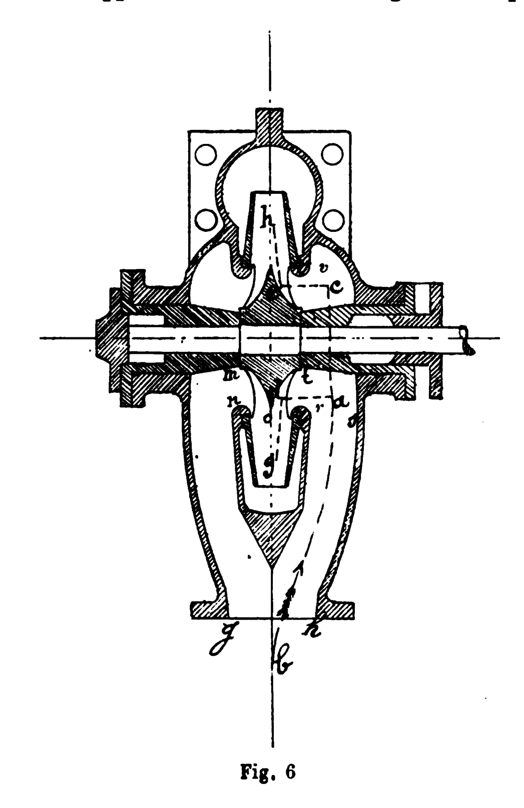


Fig. 6

cule du liquide compris dans la turbine même, et l'on sait que l'intensité de cette force augmente en s'éloignant du centre où elle est nulle.

Pour bien étudier les conditions dynamiques de la turbine et

de la colonne liquide, il faut supposer un instant l'eau en train de monter dans le tuyau de refoulement.

Puis appelons (fig. 6).

A_t la pression atmosphérique estimée en colonne d'eau.

e hauteur du centre de la turbine au-dessus de l'aspiration.

e'_1 hauteur de l'eau en *o p* au-dessus de l'axe de la turbine au moment considéré.

p la plus grande pression absolue de la dépression existant dans le plan des ouïes de la turbine (cette pression d'ailleurs petite est due à la force centrifuge ; il faut la voir en colonne d'eau) ;

P la pression centrifuge (estimée en colonne d'eau) existant à la circonférence extérieure de la turbine.

La marche montante du liquide ayant lieu un instant, selon notre hypothèse, on conçoit que dans l'intérieur de la turbine, en même temps qu'il y a déplacement radial du liquide, il y a développement de force centrifuge sur chaque molécule, puisqu'elle est animée d'un mouvement de rotation ; et si *m* est la masse de l'une d'elles éloignée du centre d'une distance ρ, l'intensité *f* de sa force centrifuge sera : .

$$f = m\ V_1^2\ p$$

(V_1 étant la vitesse angulaire de rotation).

On sait que la force *f* sera maximum à l'extérieur du disque et aura pour valeur.

$P = m .\ V_1^2 \times R$, et qu'au centre de la turbine elle sera $f = o$ tandis qu'à la circonférence des ouïes *f* aura une valeur réelle, positive égale.

$$p = m\ V_1^2\ r_1$$

Pour cette raison, la dépression qui existe aux ouïes ou entrées centrales n'a pas une valeur fixe sur toute leur surface ; le vide absolu n'existerait qu'au centre, c'est-à-dire qu'en un point

et ce vide va diminuant de ce point à la circonférence des ouïes. Mais la pression positive p est toujours assez faible, c'est-à-dire bien inférieure à la pression atmosphérique A_t, de sorte qu'il existe, en verité, une dépression réelle dans le plan des ouïes en vertu de laquelle l'eau y arrive poussée par A_t.

On conçoit déjà, qu'en pratique, on devra considérer comme plus petite dépression $f = m\ V_1^2\ r_1$ et non $f = o$.

Or cette idée de la dépression aux ouïes nous conduit à dire que les phénomènes qui ont lieu dans la pompe doivent être divisés en deux classes : ceux de l'aspiration, ceux du refoulement et qu'ils sont indépendants.

En effet, ce n'est pas purement et simplement parce que la dépression existe que l'eau est obligée d'entrer dans les ouïes, car une dépression existera toujours du moment qu'il y a rotation du disque, mais on saisit bien que l'eau ne montera qu'en vertu seule de la pression atmosphérique. Concluons donc que les phénomènes dynamiques à l'aspiration ne dépendent absolument que de A_t et étudions-les.

L'eau est en train de monter, avons-nous dit, voyons alors les résistances à son ascension depuis le niveau jusqu'aux ouïes. Elles seront par ordre :

1° La hauteur e.

2° Les pertes de charge diverses réunies, depuis l'extrémité du tuyau d'aspiration jusqu'au plan des ouïes et que nous appellerons (h_a).

3° La pression positive maximum dans le plan des ouïes et qui est $p = m\ V_1^2\ r'$.

4° La perte de charge de l'eau en passant dans les ouïes mêmes, c'est-à-dire en pénétrant dans la turbine ; nous l'appellerons x. (Le liquide prend subitement une direction perpendiculaire à celle qu'il avait immédiatement avant, il y a de ce chef une perte de charge.)

En se reportant à la figure 6 on voit qu'en effet le liquide après être arrivé aux ouïes par $a\ d$ et $c\ e$ prend ensuite les directions perpendiculaires $d\ g$ et $e\ h$, et rayonne autour des ouïes.

Il faut bien se pénétrer que A_t doit vaincre x car il ne suffit pas en effet qu'elle amène l'eau jusqu'à l'ouïe il faut encore qu'elle la donne à la turbine, ou si l'on aime mieux. qu'elle l'y fasse entrer; ce n'est qu'à cette condition que cette turbine pourra porter l'eau autour d'elle à l'extérieur.

Or la force A_t étant la seule devant vaincre toutes ces résistances, il est clair que l'on ne saurait admettre l'inégalité.

$$e + h_a + p + x \geqslant A_t \geqslant 10^{m},330 \qquad (12)$$

Mais A_t est une force de la Nature qui cherche toujours à se produire entièrement. En effet supposons une petite dépression p, c'est-à-dire admettons que le vide soit petit, A_t ne donnera qu'une petite partie de sa puissance ; faisons au contraire un vide ou dépression énorme, A_t se fera sentir davantage.

On conçoit qu'il y a une relation naturelle directe entre la dépression et A_t. Or cette dépression ou vide étant la cause d'agissement de A_t, il est évident que la limite d'influence de celle-ci seront les ouïes mêmes, donc alors il y a une solution de continuité, au point de vue des forces, entre l'aspiration et le refoulement et qui a lieu dans le plan même des ouïes.

Or, d'autre part, A_t étant en réalité une force de même nature que les résistances précitées nous pouvons donc écrire :

$$(A_t - (e + h_a + p + x) = o$$

Ainsi il y aura toujours un équilibre parfait et naturel entre la pression atmosphérique et les résistances diverses de l'aspiration.

Autrement dit, cette équation sera toujours satisfaite naturellement c'est-à-dire indépendamment de la volonté.

On en tire :

$$p = A_t - (e + h_a + x)$$

ce qui nous fait conclure :

1re *Loi.* — *La plus grande pression absolue* p *à la dépression sera d'autant plus petite que la hauteur* e *sera grande* ;

2e *Loi.* — *Conséquemment la dépression* p *devra être d'autant plus petite, c'est-à-dire le vide d'autant plus grand que la hauteur* e *sera grande.*

La formule donne encore :

$$x = A_t - (e + h_0 + p) \qquad (13)$$

D'où l'on voit qu'en réalité le vide parfait n'existera jamais dans le plan d'une ouïe, même au centre où il y aura une pression absolue x, tandis que vers la circonférence elle sera toujours :

$$x + p = x + m\ V_1^2\ r \qquad (14)$$

Et il faut observer que x qui est négative envers A_t, mais vaincue par elle, devient positive après les ouïes, en faveur des efforts internes de la turbine même. En effet au sein des liquides les efforts se transmettent en tous sens, donc (x) sera une force positive radiale dans la turbine.

Observons qu'il n'en est pas de même pour $p = m\ V_1,\ v$, cette force si elle oppose de la résistance à l'influence de A_t pour l'ascension dans la branche d'aspiration, elle oppose la même résistance à A_t dans la colonne du refoulement, de sorte que p pourrait être considérée comme une force neutre au point de vue de l'ensemble. Toutefois il est plus complet et plus logique de s'en servir, aussi préférons-nous dire que la pression atmosphérique n'aura comme action véritable que $(A_t - p)$ aussi bien pour le bas que pour le haut de la pompe.

Suivant pas à pas les phénomènes, nous voyons que dans la turbine même il n'y a que des forces en faveur de l'ascension du liquide. En effet il y a développement de la force centrifuge P à

la circonférence extérieure, mais avec elle il y a la force (x) communiquée par A_t comme nous venons de le voir. Donc l' influence de la turbine augmentée de celle de A_t en faveur de l'ascension sont une force ($P + x$).

Passer la turbine, qu'y a-t-il? — Évidemment il n'y aura que des résistances, qui seront par ordre :

1° La perte de charge qu'éprouve le liquide à sa sortie de la turbine, car dans elle il a une direction radiale et à la sortie il en prend une autre rectangulaire à la première (fig. 6). Nous la nommerons [1] h_o;

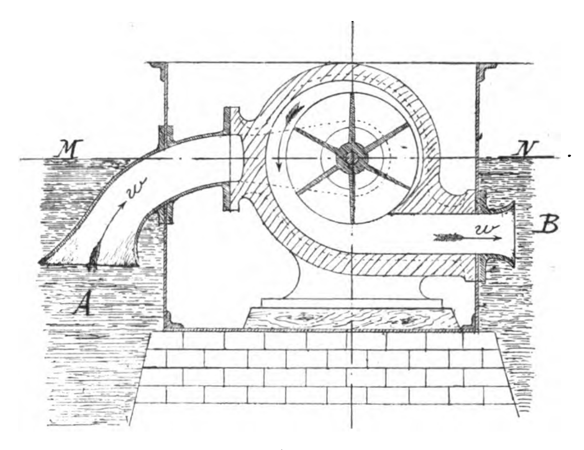


Fig. 7

2° Les pertes de charge diverses réunies, depuis l'axe de la turbine en $m\ n$ (fig. 7) jusqu'en haut du liquide; désignons-les par h_r;

3° La hauteur e'_1

1. C'est le h_0 que le lecteur a rencontré dans nos précédentes études; il comprendra plus loin la cause de ce choix. (*Bulletins* A et M septembre et décembre 1894.)

4° La pression atmosphérique réduite à la valeur $(A_t - p)$ pour les raisons que nous avons vues précédemment.

Il est presque inutile d'expliquer que A_t se fait sentir au refoulement, car on conçoit que le plan des ouïes étant un endroit où cherche à se former le vide, la pression atmosphérique y a accès, aussi bien par le haut que le bas de la pompe.

Cela dit, nous voyons d'un côté, les forces positives pour l'élévation du liquide :

$$(A_t - p) + P + x$$

et les forces contraires :

$$(e + h_a + x) + (h_o + h_r + e'_1 + (A_t - p))$$

Puisqu'il y a équilibre entre ces forces, il vient l'équation :

$$(A_t - p) + P + x = e + h_a + x + h_o + h_r + e'_1 + A_t - p$$

d'où

$$P = (e + e'_1) + h_a + h_o + r$$

formule générale nous suggérant la loi suivante.

3e *Loi. — Dans une pompe centrifuge, l'intensité de la force centrifuge produite à la circonférence de sa turbine est toujours exactement égale au poids d'une colonne d'eau qui aurait pour longueur verticale la hauteur de la colonne d'eau* $(e + e'_1 = H')$ *en mouvement, augmentée des pertes de charge dans les tuyauteries* $(h_a + h_r)$ *et de la perte de charge qui a lieu au sortir de la turbine dans le corps de pompe. — Et réciproquement.*

Ainsi, dans notre formule, la force centrifuge P reste nette et entière, c'est-à dire non atténuée; cela veut dire que la résistance de translation radiale de l'eau dans la turbine n'influence nullement P. Nous en reparlerons plus loin.

Nous avons admis que l'eau était en train de monter dans la colonne du refoulement, admettons qu'elle s'arrête en *op* à une hauteur H'_o. Cela exigera que la turbine conserve sa vitesse acquise, la force centrifuge P sera donc constante et alors, en vertu de la loi précédente, on aura :

$$P = (e + e'_1) + h_a + h_o + h_r = H'_o$$

D'où cette autre loi :

4° *Loi. — Une turbine de pompe centrifuge tiendra en équilibre et au repos une colonne liquide de hauteur verticale* H'_o *si l'intensité de la force centrifuge à sa circonférence est égale à cette hauteur en colonne d'eau.*

Autrement dit la force centrifuge, par unité de section, autour de la turbine, doit égaler le poids par unité de section de la colonne liquide immobile.

Ainsi tout se passe comme si un élément de surface du liquide ($d\omega$) à la circonférence de la turbine était soumis à un poids H'_o, en même temps qu'il est soumis, en sens contraire, à une force P; et il est clair que

$$P \times d\,w = H'_o \times d\,w \times \delta \text{ (δ densité du liquide).}$$

Or P n'est autre que la force centrifuge d'un cylindre d'eau dont les dimensions sont : R longueur, et $d\omega$ section; d'où sa masse $m = \frac{\delta R.\, d\omega}{g}$

Son centre de gravité étant au milieu de R, il s'ensuit qu'on peut écrire :

$$P\ d\,w = \frac{\delta\ R^2\, d\,w}{2\,g} \times V_1^2 = H'_o\, dw.\ \delta$$

par suite,

$$V_1^2\ R^2 = 2g.\ H'_o$$

Or $V_1 R^2$ n'est autre que le carré de la vitesse tangentielle; d'où :

$$V^2 = 2\,g.\,H'_o$$

et

$$V = \sqrt{2\,g.\,H'_o}$$

Ce qui est bien l'expression annoncée précédemment.

Nous en concluons cette loi :

5e *Loi. — Une turbine en mouvement tiendra en suspension une colonne liquide de hauteur verticale* H_0 *telle que sa vitesse tangentielle satisfera toujours à la relation* $V = \sqrt{2 g_o H}$.

C'est une relation naturelle, entre la vitesse d'une turbine et H_o.

Extension de la théorie précédente à une pompe débitant de l'eau.
Poussée réelle assurant la marche ascensionnelle de l'eau.
Rôles de la pression atmosphérique et de la force centrifuge.
Pertes de charge d'entrée et de sortie de la turbine.

8. — Il s'agit maintenant d'une pompe débitant de l'eau au dehors après l'avoir montée d'une certaine hauteur.

Soient admises les dénominations suivantes (fig. 5, 6) :

S Section des tuyaux à l'aspiration comme au refoulement.

r Rayon intérieur de ces tuyaux.

S_1 Section libre des ouïes ou entrées latérales de l'eau au centre de la turbine.

r_1 Rayon de la circonférence extérieure des ouïes.

R. Rayon de la turbine.

H Hauteur *utile* d'élévation. (c'est la distance verticale, entre l'eau d'aspiration et le centre de la gravité de section liquide sortant A B au haut du refoulement).

h_a Pertes de charge diverses réunies dans la tuyauterie d'aspiration jusqu'au plan des ouïes.

x Perte de charge de l'eau à son entrée dans la turbine c'est-à-dire en franchissant les ouïes.

h_o Pertes de charge de l'eau au moment où elle sort de la turbine pour entrer dans l'enceinte qui l'entoure.

h_r Pertes de charge diverses réunies depuis l'axe $m\,n$, de la turbine jusqu'à la sortie A B du liquide.

H_o La hauteur totale ou somme $(H. + h_a + h_o + h_r)$.

N Nombre de tours de la turbine par minute.

V Vitesse tangentielle à la turbine par seconde.

Q Débit de la pompe par seconde.

Soient aussi :

A_t p, P, avec les désignations décrites précédemment puis :

e Hauteur du centre de la turbine au-dessus de l'eau d'aspiration.

e' Hauteur du centre de gravité de la section liquide de sortie au-dessus de l'axe de la turbine.

Ces définitions étant bien présentes à l'esprit, nous pouvons écrire, en vertu de la loi (n° 4) qui précède ;

$$P = (e + e') + h_a + h_o + h_r$$

$$P = H + h_a + h_o + h_r \qquad (15)$$

d'où

$$P = H_o$$

Et la loi (n° 5) donne

$$V = \sqrt{2\,g\,H_o}$$

ou

$$V = \sqrt{2\,g\,(H + h_a + h_o + h_r)}$$

C'est-à-dire qu'à la vitesse V la turbine pourrait monter l'eau dans la tuyauterie de refoulement en un point tel que sa hauteur verticale au-dessus de l'aspiration serait $H_0 = P$, mais qu'alors elle serait au repos.

Or il n'en est pas ainsi car l'eau n'est montée que de H et sort par l'orifice A B ; mais on voit que si l'on fermait cet orifice le liquide monterait au-dessus d'une hauteur $(h_a + h_o + h_r)$.

En marche normale et puisqu'il y a mouvement du liquide il est clair que les pertes de charge h_a et h_o existent complètes ; donc alors, bien que l'eau ne soit montée que de H, il ne reste plus à l'actif de son mouvement et à sa sortie en *ab*, qu'une seule poussée qui est h_o car

$$P - (H + h_a + h_r) = h_o \tag{16}$$

Cette formule est générale et nous permet de conclure la loi suivante :

6e *Loi. — La dernière tranche liquide du refoulement située à une hauteur* H *au-dessus de l'aspiration est encore animée d'une poussée effective réelle égale à* h_o *égale à la perte de charge au sortir de la turbine dans le corps de pompe.*

(La poussée h_o doit être comptée au-dessus du centre de gravité de la section liquide A B).

Cette loi, conséquente de notre théorie semble tout d'abord paradoxale. On se dit en effet la perte h_o existe réellement et la force motrice $P = H_o$ pour $H_o = (H + h_a + h_o + h_r)$; comment peut-il se faire que h_o reste libre après l'ascension H ; l'eau devrait arriver en haut, en *ab*, sans mouvement ?

Cela n'est qu'apparent et le liquide en arrivant en A B a encore une puissance de marche. En effet il ne faut pas oublier que c'est la pression atmosphérique qui a introduit l'eau dans la turbine en vainquant sa résistance x d'introduction, et cette force se trouve transmise radialement dans la turbine car les pres-

sions se transmettent au sein des liquides dans tous les sens. Il est vrai que x disparaît dans le mécanisme algébrique des formules, car $H = P_o$ équilibre toutes les résistances utiles et passives, mais il n'en existe pas moins, cette chose acquise, que l'eau est poussée dans la turbine par une charge x produite par A_t et que celle-ci se transmet partout dans elle et conséquemment autour d'elle.

C'est donc en vérité la poussée x qui fait marcher l'eau puisque (P) est équilibré et reste sans effet et comme pourtant (h_o) semble être cette cause de la marche il est évident qu'il faut $x = h_o$. Nous déduirons de cela les conclusions suivantes bien importantes :

7ᵉ *Loi. — Le mouvement ascentionnel du liquide dans les tuyauteries d'une pompe centrifuge n'est pas dû à la force centrifuge, mais uniquement à une poussée* (x) *qui est l'excès de la pression atmosphérique* A_t *sur toutes les résistances de la tuyauterie d'aspiration, la force centrifuge n'ayant qu'un but : celui d'équilibrer toutes les résistances pour laisser* $x = h_o$ *libre.*

8ᵉ *Loi. — La perte de charge* x *à l'entrée de l'eau dans la turbine est celle* h_o *qu'elle a en sortant.*

Cela devrait être ainsi, en effet, à l'inspection des figures 5, 6 ne voit-on pas que l'eau en entrant dans la turbine fait un coude droit vif ainsi qu'en sortant, car elle prend une direction perpendiculaire à sa direction radiale. L'entrée et la sortie sont donc deux angles droits réunis et successifs placés sur le chemin du liquide, il est juste alors de dire que les efforts qui s'y passent réagissent l'un sur l'autre, donc $x = h_o$.

Et cette féconde observation nous suggère la loi suivante, excessivement remarquable, qui sera la base de notre théorie.

9ᵉ *Loi. — Les pertes de charge* x *et* h_o *d'entrée et de sortie pour une turbine qui sont égales ne sont autres que la perte de charge d'un coude vif à angle droit.*

Règles conséquentes pour la vitesse du liquide et des sections de passage.

9. — Ainsi il est connu que le mouvement de l'eau n'est dû qu'à la poussée ou charge $x = h_0$. (Nous conservons désormais ce dernier terme). Conséquemment la vitesse du liquide sera en vertu du principe de Torricelli.

$$w = \sqrt{2g \times h_0} \qquad (17)$$

La vitesse du liquide dans les tuyaux d'une pompe centrifuge est égale à la racine carrée du produit 2 g, *par la perte de charge* x *à l'entrée ou* h_0 *à la sortie de la turbine.*

Et comme cette poussée ou charge h_0 est unique partout : dans les tuyaux, le plan des ouïes, la turbine et dans l'enceinte qui l'entoure, nous devons en conclure les règles théoriques [1] suivantes :

1° La section S des tuyaux sera uniforme depuis le bas jusqu'en haut.

2° La section des deux ouïes devra être égale à S d'où

$$2\,S_1 = S$$

3° La section totale de sortie de l'eau de la turbine devra être égale à S.

4° Enfin tout passage quelconque autre que ceux désignés devra être au moins égal à S.

Ainsi donc théoriquement la vitesse du liquide doit être la même partout, en tout passage.

Règles conséquentes pour le débit d'une pompe centrifuge.

10. — Il est évident que le débit que nous dénommerons Q aura pour expression générale :

1. Quelques-unes pourront être modifiées en pratique ; voir plus loin.

$$Q = S\sqrt{2\,g.\,h_o} \qquad (18)$$

Cette formule très simple (1) nous montre :

(a) *Le débit pour une pompe donnée n'est directement proportionnel qu'à la racine carrée de la perte de charge* h_0. *Donc le débit augmentera moins vite que cette perte.*

(b) *Le débit n'est lié qu'à* h_0 *et est indépendant des hauteurs d'élévation.*

(c) La formule pouvant être écrite $Q^2 = 2g\,S \times h_0$, cela fait voir que pour une pompe donnée; *la loi qui lie les débits aux pertes de charge* h_0 *est une parabole dans laquelle les* (h_0) *seront les abscisses et les débits* Q *les ordonnées.*

Règles conséquentes pour les vitesses tangentielles à la turbine.

11. — Ainsi l'expression $Q = S\sqrt{2\,g\,h_0}$ est générale, il en est de même de l'expression :

$$V = \sqrt{2\,g\,(H + h_a + h_r + h_o)} \qquad (19)$$

qui représente la vitesse tangentielle à la turbine.

Si nous admettons $H = h_a = o$, $h_r = o$ ce qui peut arriver (voir fig. 7), la vitesse tangentielle se réduira à :

$$V = \sqrt{2\,g\,h_o}$$

d'où cette loi remarquable.

1. Des auteurs ont écrit qu'il n'y a pas de relation mathématique simple pour une pompe centrifuge entre la vitesse, les éléments de la pompe, etc... C'est donc une erreur.

Dans une pompe centrifuge réduite à elle-même, c'est-à-dire n'ayant pas de tuyauterie, ni à l'aspiration ni au refoulement, et n'élevant pas l'eau (*fig.* 7), *la vitesse tangentielle à la turbine est la même que la vitesse du liquide.*

En ce cas particulier, le débit aurait aussi pour expression :

$$Q = S.\ V = S\, w = S\,\sqrt{2g\, h_o}$$

Une pompe installée ainsi ne fait que changer de place le liquide, en le portant du milieu A dans l'autre B, au même niveau MN (fig. 7).

CHAPITRE III

De la turbine et du corps de pompe.

Études préliminaires du mouvement de l'eau sur des plateaux tournant et la jetant dans l'air.

12. — Supposons, en projection horizontale, un plateau uni tournant (fig. 8) vers le centre duquel nous laisserons tomber une goutte d'eau. Celle-ci coulera immédiatement sur le plateau en vertu de la force centrituge, puis de son adhérence ou frottement et de son inertie ; elle cheminera sur ce plateau suivant une spirale ayant sa convexité tournée dans le sens de rotation.

Autrement dit, des gouttes de liquide suivent un chemin, sur le plateau, contraire à la rotation, ce qui n'empêche pas que dès arrivées à la circonférence du disque elles s'échappent dans le sens de la rotation suivant *f g* (fig. 8), conformément aux lois connues.

Ainsi donc, quand le liquide mouille seulement la surface du plateau tournant il se conduit tout inversement aux lois de déplacement connues et cela en vertu de la force d'adhérence du liquide sur le corps (1).

Mais il n'en est plus ainsi dès que la quantité du liquide devient importante. Les molécules décrivent, en effet, une spirale dans le sens du mouvement (c'est tout à fait le contraire de ce

1. Ce qu'on peut appeler aussi force d'attraction du métal sur le liquide.

qui précède), et s'échappent hors du disque tangentiellement au dernier élément de leur spirale [1].

A la sortie chaque molécule sera animée d'une force centrifuge $f = m V_1^2 R$ et d'une force d'entraînement circulaire f' ; elle sortira suivant leur résultante. En ce moment, la vitesse de circulation dans le sens radial est w et dans le sens de la rotation c'est-à-dire circulairement elle est $v' = V_1 R$.

Or les forces étant proportionnelles aux vitesses, on aura :

$$\frac{m V_1^2 R}{f} = \frac{V_1 R}{w}$$

Nous n'en dirons pas davantage concernant w et f', cette formule pouvant d'ailleurs suffire, en pratique, à les déterminer.

En ne tenant pas compte des résistances de frottement on n'aura qu'à s'en rapporter aux formules de l'annotation ci-dessous concernant la spirale logarithmique ou à celles d'autres auteurs [2]. Mais nous le répétons, ces formules sont théoriques.

Il faut observer qu'il n'y a qu'aux molécules liquides assez éloignées du plateau que l'on pourrait, d'ailleurs, appliquer les

1. En ne tenant pas compte du frottement on démontre que pour un corps solide la courbe théorique est une spirale logarithmique ayant pour équation :

$$r = \frac{a}{2} (e^{\alpha} + e^{-\alpha})$$

v étant le rayon correspondant à la place considérée du corps.
α angle correspondant à v.
a distance du centre où tombe le corps sur le plateau tournant..
La vitesse réelle du corps en un point quelconque de la spirale est :

$$w = V_1 \sqrt{2 r^2 - a^2}$$

résultante de la vitesse de translation $v = V_1 \sqrt{r^2 - a^2}$ et de la vitesse de rotation $v' = V_1 r$ (V_1 est la vitesse angulaire).
En pratique la spirale théorique n'est pas réalisée.

2. A.-H. Courtois, *Machines centrifuges*.

formules théoriques, car celles qui le touchent subissent l'influence du frottement sur ce dernier.

Remarquons encore que les spirales seront d'autant plus longues en développement que la vitesse sera plus grande ; pour les vitesses actuelles employées dans les pompes centrifuges qui ne

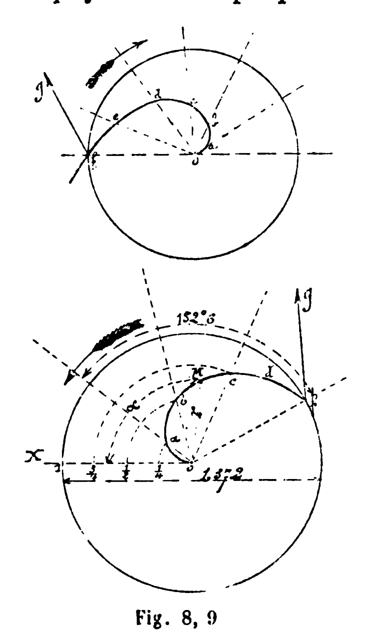


Fig. 8, 9

montent pas l'eau à plus de 10 à 12 mètres, une spirale n'atteint pas une spire.

Nous avons tracé (fig. 9) la courbe théorique qui existerait sur un plateau de $1^m,372$ de diamètre faisant 215 tours par minute, sachant que la vitesse radiale est $1^m,617$.

La distance r d'un point M de la courbe sera donnée après un temps t par la formule :

$$r = 1{,}617 \times t$$

Et sa position angulaire comptée à partir de la tangente origine O X sera obtenue par la formule :

$$\alpha = V_1 \times r \times t$$

Terminons en disant que nous n'avons parlé de l'écoulement de l'eau sur un plateau uni qu'à titre de curiosité, cette question n'offrant pas ici un bien grand intérêt, car les turbines des pompes centrifuges ayant des cloisons ou aubes ne peuvent être comparées à des plateaux unis qu'en ce qui concerne leurs joues extérieures.

---

13. — *Mouvement de l'eau sur un plateau armé de nervures.*

Admettons maintenant un plateau tournant armé de nervures radiales (fig. 10) au centre duquel on fait arriver un jet d'eau A B.

Ici la question sera complètement différente de la précédente. En effet, le liquide ne pourra pas décrire des spirales comme avant, il sera forcé de marcher radialement à cause des cloisons radiales ; c'est-à-dire que l'eau entre ces cloisons se conduira, au point de vue des mouvements de rotation, comme un corps solide. Les molécules liquides n'obéiront donc qu'à la force centrifuge radiale.

Comment sortiront-elles du plateau ? — Évidemment, il faut admettre que l'eau arrive en abondance suffisante à son centre; et avec une vitesse importante, alors, la projection du liquide au dehors et dans l'air se fera suivant une direction ($f\ g$) comme pour le plateau uni de la question précédente. Expérimentalement on ne trouve pas de différence. Cette observation est importante à retenir.

Remarquons que les phénomènes sur ce plateau à nervures se

rapprochent beaucoup de ceux qui se passent dans l'intérieur des turbines de pompes, ce qui n'était pas le cas du plateau uni.

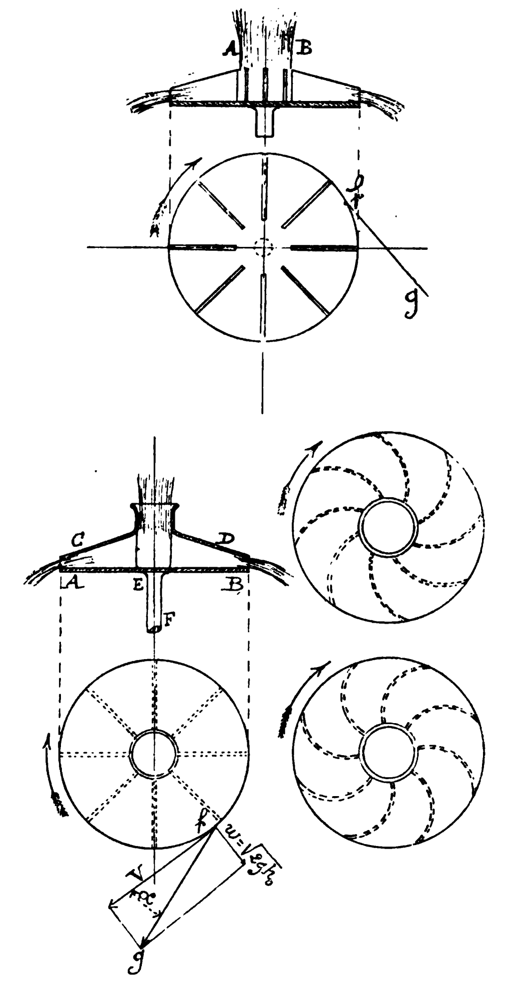


Fig. 10, 11, 12, 13, 14

14. — *Mouvement de l'eau dans 3 turbines différentes. — Cas où elles sont entourées d'une enveloppe rigide n'ayant qu'une sortie.*

Nous avons expérimenté des petites turbines de même diamètre (fig. 11, 12, 13, 14) au point de vue de la manière dont s'échappe, à leur circonférence le liquide dans l'espace. Elles sont formées en dessous d'une tôle pleine et droite AB (fig. 11). et dessus d'une tôle annulaire CD surmontée d'un court tuyau ayant un diamètre suffisant au débit. Entre ces deux tôles sont placées 6 cloisons debout, variant de formes à chaque turbine; enfin chacune d'elles porte un axe EF que l'on peut guider dans des coussinets pour la rotation.

Ces petits appareils sont de vraies turbines de pompes.

Or nous n'avons pas observer de différence sur la sortie de l'eau de ces petites turbines; elle est projetée dehors, de la même façon, pour une même vitesse. Les molécules suivent des directions conformes à ce que nous avons dit (parag. 12).

Enfin après avoir placé autour de ces turbines une enveloppe ayant un seul passage d'écoulement (fig. 15) il était visible que le liquide sortait des turbines d'une façon toute différente de ce qu'elle était en sortant comme avant, c'est-à-dire librement dans l'espace. (Voir parag. 12.)

Du rôle de la turbine et du corps de pompe d'une pompe centrifuge.

---

15. — *But de la turbine.*

La turbine est le seul organe mécanique dans une pompe centrifuge; elle aspire et refoule à la fois, et remplit seul le rôle du

piston (avec sa tige, ses pièces de mouvement) et des clapets que l'on rencontre dans les pompes à piston. Aussi les pompes centrifuges sont-elles beaucoup plus simples que ces dernières.

---

16. — *Sa forme générale. — Ses ouïes. — Ses joues.*

La turbine est le plus souvent formée de deux plateaux-couronnes appelés joues A B O J (fig. 23) tenus écartés par des cloisons ou aubes et cet écartement sert au passage du liquide.

Le trou central de chacun des plateaux est appelé *ouïe* [1]; c'est par eux A A' que l'eau pénètre dans la turbine. Leur section libre a été dénommée S_1 et leur rayon r_1.

A cause des aubes formant aussi cloisons la turbine se trouve divisée en compartiments.

---

17. — *Son effet. — Dépression à son centre.*

Cet organe en tournant dans le liquide produit une dépression ou vide vers son centre et une pression centrifuge à sa circonférence. En apparence elle aspire pour ainsi dire l'eau par ses ouïes et la fait passer dans elle-même, puis autour d'elle, mais nous avons vu que ces effets sont dus à la pression atmosphérique A_t.

---

18. — *Marche de l'eau jusqu'à la turbine. — Glissement à l'entrée de celle-ci.*

Suivons pas à pas le mouvement de l'eau.

La tranche liquide qui arrive à une ouïe et qui a une surface

1. Certains disent œillard.

totale S_1 y entre vivement les molécules du centre, dès cette entrée, se précipitant et allant plus vite, que les molécules du bord. En somme si on suppose divisée en tranches radiales cette surface liquide S_1 qui arrive à l'ouïe, on concevra très bien que chacune d'elles subit les phénomènes qui se passent dans un coude droit et vif (fig. 16). En effet cette tranche radiale qui occupait la position *m n* (fig. 6), va passer en (*n o*) position dont le plan est perpendiculaire à celui d'avant. C'est du moins ce qui se passerait exactement si la turbine était au repos et qu'on y fît passer de l'eau sous charge.

Mais en tournant elle fait sentir son action de partout de telle sorte que les molécules de la tranche liquide qui est entrée dans une ouïe commencent à tourner par entraînement par l'eau qui l'y a précédée et qui tourne déjà.

Donc les molécules pour passer de *m n* en *n o* ont une marche un peu compliquée : d'abord une tendance principale faisant que les tranches radiales subissent les phénomènes d'un angle droit ce que nous venons de décrire, puis aussi une autre tendance de rotation, de sorte que chaque molécule suivra la résultante d'un chemin radial et d'un chemin circulaire.

La rotation existant même avant que l'eau arrive toute à l'aube en (*n o*) (fig. 6) une certaine force centrifuge commence à se faire sentir avant que le liquide soit emprisonné dans les compartiments de la turbine.

Or la vitesse de rotation du liquide, en arrivant à la position (*n o*) c'est-à-dire à l'entrée des cloisons, est moindre que celle de la turbine même, il s'ensuit que la masse liquide emprisonnée dans ces compartiments, et tournant évidemment aussi vite que la turbine elle-même, glisse sur l'eau qui est en train d'y arriver après avoir franchi les ouïes.

Donc à l'entrée même du liquide dans la turbine, il y a glissement du liquide sur le liquide dans le sens de la rotation, en même temps qu'il y a aussi glissement de la naissance des aubes sur le liquide qui va entrer dans les compartiments.

19. — *Le frottement dû à ces glissements est négligeable.*

Le premier glissement engendre un frottement du liquide sur le liquide qui est absolument négligeable pour le cas, en effet, le frottement de l'eau sur l'eau est insignifiant. Quant à celui de l'extrémité antérieure des aubes sur le liquide qui va entrer il est également négligeable en pratique (bien que le frottement de l'eau sur métal soit important) car les extrémités des aubes peuvent avoir une largeur insignifiante qui peut être réduite à une ligne pour la circonstance. On sait en effet que le frottement d'un liquide sur un corps dur n'engendre une perte de charge valable qu'autant que la surface frottante est elle-même importante [1].

---

20. — *Le commencement des aubes peut avoir une direction radiale.*

Donc ces frottements de glissement étant insignifiants, en vertu de la grande mobilité de l'eau, ils n'occasionnent pas de résistance valable et ne gêneront aucunement l'entrée du liquide dans les compartiments de la turbine.

Par conséquent, tout se passera pratiquement comme si l'eau depuis l'ouïe jusqu'aux aubes, c'est-à-dire jusqu'à l'entrée des compartiments suivait un chemin purement radial puisque son déplacement rotatif n'a aucune influence gênante.

Donc alors le commencement des aubes peut avoir sans le moindre inconvénient une direction radiale.

Pourtant, dans le cas d'une turbine ayant une très grande vitesse, afin d'éviter des remous, on pourra donner une certaine inclinaison au commencement des aubes.

1. Voir étude *Bulletin technologique*, Octobre 1894 de la Société A et M.

21. — *Des sections de passage des ouïes et d'entrée dans la turbine.*
Pertes de charge.

Avant d'aller plus loin voyons ce que devront être les sections de passage.

Le liquide avant d'arriver à l'ouïe vient par ba, pour y entrer il prendra une direction perpendiculaire à sa première marche. Donc entre ba et l'ouïe (fig. 6) il se passera les mêmes phénomènes que dans un coude vif et droit (fig. 16) où l'on voit que le liquide ne revient à remplir une section ab égale à sa section primitive ab qu'après une certaine longueur l.

Ce n'est pas le cas de la figure 6 car la distance l n'est pas satisfaite, tant s'en faut, l'entrée dans la turbine étant excessivement près de l'arrivée (a).

Donc au point de vue de la direction (ba) on peut dire que c'est dans le plan de l'ouïe en (rt) que sera faite la contraction. Par conséquent par rapport à la section (rs) qui vaut $\frac{S}{2}$ la section liquide comptant, (c'est-à-dire en mouvement), en (rt) ne sera que $\left(\frac{1}{2}\times\frac{S}{2}\right)$.

Mais le liquide, dès arrivé en l'ouïe, prend immédiatement une autre direction rectangulaire, il y a donc encore formation immédiate d'une autre contraction en rd (fig. 6) dont la section liquide comptant vaut la moitié de celle qui précède ; ou

$$\frac{1}{2}\times\left(\frac{1}{2}\times\frac{S}{2}\right)=\left(\frac{1}{4}\times\frac{S}{2}\right).$$

En somme il se produit exactement ce qui a lieu dans deux coudes à angle droit successif où la veine liquide n'a le temps de se reformer qu'après le passage du deuxième coude (fig. 17). Ainsi la

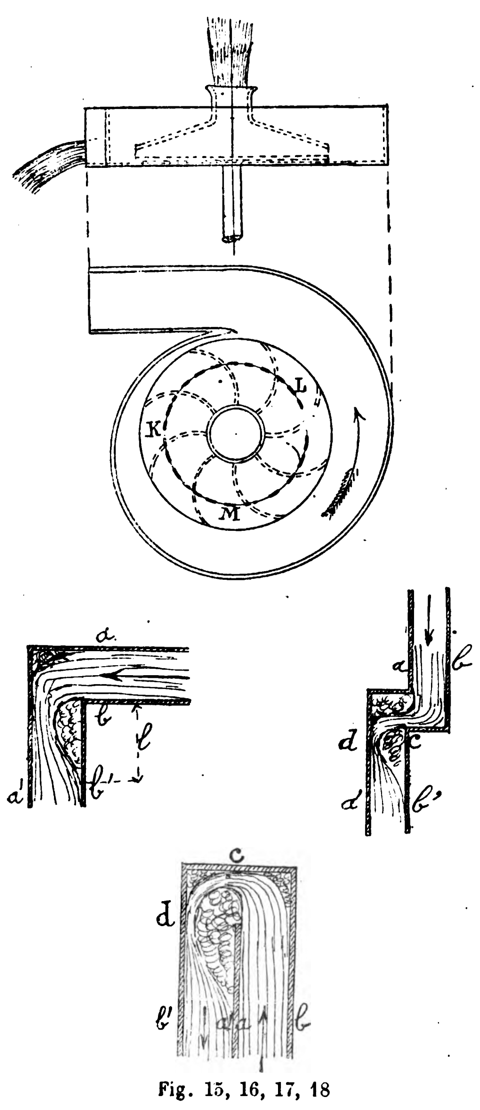


Fig. 15, 16, 17, 18

section en ab qui est $\frac{S}{2}$ ne redevient $\frac{S}{2}$ qu'en $a'b'$, après avoir été réduite à

$$\left(\frac{1}{2}\times\frac{S}{2}\right) \text{ en } c \text{ et à } \left(\frac{1}{4}\times\frac{S}{2}\right) \text{ en } d.$$

Il en serait de même pour l'autre disposition formée aussi de 2 angles droits successifs (fig. 18). Le liquide qui en arrivant remplit la section $ab = \frac{S}{2}$ ne remplira $a'b' = \frac{S}{2}$ qu'après avoir franchi les 2 coudes où en C la section contractée est $\frac{1}{2}\times\frac{S}{2}$ et en d, $\left(\frac{1}{4}\times\frac{S}{2}\right)$. Ces figures 17, 18 analysent parfaitement les phénomènes qui ont lieu dans les ouïes des turbines des pompes actuelles,

Dans la pompe centrifuge la dernière section pleine égale à $\frac{S}{2}$ existe en rs (fig. 6) pour ne se reformer qu'en ro dans la turbine même.

Évidemment les deux contractions successives sont inévitables mais leur importance dépendant des sections qui les précèdent et des passages où elles se forment, on doit, au point de vue de l'harmonie des dimensions, faire ces sections grandes pour que les contractions soient le moins possible grandes. (Hâtons-nous de dire que cela pourtant ne modifiera pas la valeur des pertes de charge).

D'ailleurs il convient que la vitesse moyenne d'une tranche liquide soit, autant que possible, la même partout, il faudra donc que les sections des passages successifs soient disposées pour que cela ait lieu. Voici comment on peut y arriver :

Si on fait la section annulaire rv de l'ouïe égale à 2 sections

(rs) [1], la section contractée y sera égale à section rs; d'où vitesse moyenne en rv sera $\omega = \sqrt{2g\,h_0}$. La perte de charge devient h_0.

Maintenant si l'on fait la section circulaire $r\,o$ égale à la demi-section annulaire (rv). Du passage de rt en ro il n'y aura aussi qu'une perte h_0 et en ro la vitesse sera redevenue $\omega = \sqrt{2gh_0}$.

C'est d'après ces conditions que devraient être construites les pompes centrifuges et c'est sur des appareils les remplissant que nous avons jusqu'ici raisonné et raisonnerons dans la suite.

C'est-à-dire qu'une ouïe aura une section libre égale à celle (gh) du tuyau d'aspiration ou le double de la section (rs) qui la précède; et que la demi-section circulaire ro de la turbine à l'entrée des compartiments sera égale aussi à la moitié de l'ouïe ou à celle rs ou encore à la moitié de $g\,h$.

De cette façon la perte de charge du passage de rs en l'ouïe sera h_0, comme de l'ouïe rt aux compartiments ro elle sera aussi h_0. Et la vitesse qui était $\sqrt{2g\,h_0}$ avant l'ouïe sera la même une fois l'eau entrée dans la turbine.

En étant de même pour l'autre ouïe, il s'ensuit que la section totale circulaire d'entrée aux compartiments sera égale [2] seulement à S.

---

22. — *Marche de l'eau dans la turbine même. — Sa vitesse radiale. — Les aubes doivent avoir une direction radiale.*

Voyons à présent ce qui va se passer dans la turbine.

L'eau vient d'y entrer et nous avons reconnu (parag. 20) que tout se passe comme si le liquide y pénétrait radialement.

1. Nous avons pu constater des pompes Dumont et Ruston Proctor remplissant cette condition théorique relative aux ouïes, mais beaucoup d'autres constructeurs s'en écartent.

2. Ici nous sommes en désaccord avec toutes les pompes construites à ce jour, qui font cette section circulaire au moins égale à 2 S. (Voir parag. 66).

4

Une fois entrée, il est clair que sa seule tendance de marche est une direction radiale. Un effet, on ne saurait concevoir qu'une molécule liquide y ait un déplacement radial et rotatif à la fois, puisque tous les compartiments de la turbine sont exactement pleins. Toute l'eau y contenue tourne avec la turbine, comme un bloc, et il est évident que l'éloignement du liquide du centre se fait par couches concentriques (KML, fig. 15), donc les molécules cheminent suivant un rayon.

Donc aussi les aubes d'une turbine doivent rayonner et non être courbées. C'est du moins jusqu'ici une conclusion paraissant très logique. Nous allons voir plus loin qu'elle l'est complètement.

En résumé, le liquide marche radialement dans une turbine (à moins qu'il n'y soit gêné par des aubes courbes inutiles) et sa vitesse de déplacement devra être, par logique, la même que dans les tuyaux, c'est-à-dire $w = \sqrt{2\, g\, h_0}$. (On a vu qu'elle y entrait à cette vitesse.) Or, pour que cela existe, il faut que chaque section concentrique libre dans la turbine soit égale à S. Conséquemment la section de sortie autour d'elle devra être S [1].

Ainsi l'eau aura une dernière vitesse radiale, au moment précis où elle va quitter la turbine égale à $\sqrt{2\, g\, h_0}$, comme en y entrant.

---

23. — *De la force centrifuge dans l'intérieur de la turbine.*

Il est évident que dès son entrée dans la turbine, l'eau prend sa vitesse de rotation, c'est alors que les efforts centrifuges se font sentir, et l'on sait qu'ils vont en croissant, pour être maximum, mais tous égaux, sur la circonférence extérieure de la turbine.

1. Les constructeurs pour la plupart font la sortie totale égale au moins à S, ce qui est une faute selon nous.

Il est utile de remarquer que les forces centrifuges sont égales dans une même zone concentrique KLM (fig. 15) et que leur direction résultante est parfaitement radiale, c'est-à-dire qu'il n'y a aucune composante. Les mêmes efforts qui agissent également sur les joues internes de la turbine et tendent à les écarter. Aussi pour des appareils où la force centrifuge peut devenir importante les joues devront être bien entretoisées, et cette considération peut en imposer pour le nombre des aubes qui jouent aussi le rôle de réunir les joues.

---

24. — *Marche de l'eau sortant de la turbine, dans le corps de pompe jusqu'à la sortie de celui-ci.*

Vitesse dans le corps de pompe. — Glissement de la turbine sur l'eau qui l'entoure. — Perte de charge due au passage de l'eau de la turbine dans le corps de pompe.

Que va-t-il se passer hors de la turbine?

Nous venons de voir que malgré sa rotation l'eau y chemine radialement avec une vitesse $w = \sqrt{2gh_0}$.

Supposons à présent qu'il n'y ait pas de corps de pompe, c'est-à-dire que le liquide s'échappe dans l'air.

L'eau n'a qu'une marche radiale parce qu'elle est emprisonnée dans les compartiments, mais dès qu'elle en sortira, en vertu de son inertie, immédiatement elle obéira à la force de rotation qu'elle avait étant encore emprisonnée. Et si l'on admet qu'elle s'échappe dans l'espace, chaque molécule liquide sortira en réalité suivant un chemin fg (fig. 12) qui sera la résultante des deux vitesses et qui sont : l'une $v = \sqrt{2\ g\ h_0}$, l'autre la vitesse tangentielle V, lesquelles ont des directions perpendiculaires.

En appelant V' la vitesse résultante, on aura :

$$V' = \sqrt{V^2 + 2\ g\ h_0} \text{ et } tg\,\alpha = \frac{\sqrt{2\,g\,h_0}}{V}$$

Cette formule montre parfaitement que pour une turbine l'angle α est inversement proportionnel à la vitesse tangentielle, c'est-à-dire à H_0, car il n'y a de variable que V, $\sqrt{2 g h_0}$ étant une constante, pour n'importe quelle hauteur [1].

Ainsi pour une pompe ayant $V = 15^m,420$ et $\sqrt{2 g h_0} = 1^m,617$, on trouve :

$$tg\,\alpha = 0^m,105 \text{ et } \alpha = 6^o.$$

Et pour le cas où $H = 0$, $h_a = 0$ et h_r, ce qui donne :

$$V = \sqrt{2\,g\,h_0} = 1^m,617, \text{ il vient :}$$

il vient :

$$tg\,\alpha = 1 \text{ et } \alpha = 45^o$$

Donc l'inclinaison de la sortie des molécules liquide variera selon la vitesse tangentielle depuis 0 jusqu'à 45° auquel cas $V = \sqrt{2 g h_0}$ est à son minimum de valeur, ce qui correspond à $H = 0$.

Mais en réalité dans une pompe centrifuge les choses ne se passent pas ainsi ; l'eau ne sort pas de la turbine pour être projetée dans l'air, où elle s'échapperait suivant ce qui vient d'être dit, elle entre dans un espace restreint, déjà plein d'eau, entourant la turbine, lequel est limité par une enceinte rigide qui est le corps de la pompe MNO (fig. 5 et 6).

On ne peut donc pas dire qu'une molécule liquide va sortir de la turbine et se précipiter dans l'enveloppe suivant la résultante dont il vient d'être question ; et comme il a été dit au paragraphe 12.

D'abord une molécule liquide, arrivée à la circonférence de la turbine ne quittera celle-ci que si la molécule qui la précède

1. Voir ce qui précède ou h_0 est indépendant de H.

et la touche, et qui déjà dans l'enceinte, lui cède sa place, puisque les liquides sont incompressibles. Or, le liquide coulant dans l'enceinte entourant la turbine aura une vitesse de circulation qui ne dépendra que du débit au refoulement et non de la vitesse de la turbine.

Ce débit étant effectué à une vitesse $w = \sqrt{2\ g\ h_0}$, cela obligera le liquide de l'enceinte, si elle est bien proportionnée, à se déplacer à cette même vitesse, afin de réaliser le principe du mouvement uniforme et d'éviter des pertes de charge.

De cette manière, le liquide aura partout, excepté dans les coudes brusques, une vitesse uniforme $w = \sqrt{2\ g\ h_0}$.

On conçoit donc bien que le liquide dans l'enceinte n'aura pas du tout une vitesse énorme, résultante de $\sqrt{2\ g\ h_0}$ et de V, contrairement à ce qu'en disent les traités actuels [1].

D'ailleurs si l'on voulait supposer un instant que les molécules ont une tendance à s'échapper suivant une résultante, on verrait facilement par une épure que ces résultantes rejetées par incidence, s'entre-détruisent, par l'effet de l'enveloppe rigide, et sont sans effet. Donc, tout se réduit à dire que l'eau sort radialement.

On conçoit alors qu'à la circonférence de la turbine il y a glis-

1. D'abord si vraiment il y avait tendance à avoir une grande vitesse, celle-ci ne se réaliserait pas, car le frottement qui serait énorme l'atténuerait de beaucoup.

D'ailleurs on se rofuse à admettre que la vitesse autour de la turbine soit V résultante de V et de $\sqrt{2\ g h_0}$. Si cela était cette vitesse V' existerait encore dans la section (1.7, fig. 5) et viendrait se perdre, comme disent beaucoup d'auteurs, en tourbillons. Cela est faux, en effet, une pompe qui monterait 28 mètres cubes d'eau par minute à 10 mètres exigerait d'après cela V' = 16 m. au moins, or si la vitesse dans le tuyau de refoulement tombe à 1m,616 $= \sqrt{2\ g h_0}$ (les tuyaux ayant 609 millimètres de diamètre), il s'ensuit que la perte de charge serait 12m,867 ! Ce n'est pas acceptable.

D'autres auteurs prétendent qu'à cause d'un bout de tuyau conique reliant le corps de pompe à la tuyauterie de refoulement la vitesse énorme en question se transforme en pression ! C'est là une opinion bien erronée, surtout en employant des tuyaux coniques très courts.

sement circulaire de l'eau y contenue, et tournant avec elle, sur l'eau de l'enceinte qui circule moins vite. Ainsi donc un glissement de liquide sur liquide et conséquemment un frottement existent à la sortie, comme nous avons vu pour l'entrée dans la turbine. Mais ajoutons que comme précédemment, et pour les mêmes motifs, ce frottement est absolument négligeable.

Donc la vitesse de circulation du liquide dans l'enceinte est $w = \sqrt{2gh_0}$ et égale à sa vitesse radiale dans la turbine.

Or l'eau passera dans cette enceinte (corps de pompe) en changeant de direction, c'est-à-dire en ne prenant une nouvelle perpendiculaire à la direction radiale. Donc le phénomène du passage proprement dit du liquide de la turbine dans l'enceinte est exactement semblable à celui qui a lieu dans un coude vif à 90° (fig. 16).

---

25. — *Des sections progressives à donner au corps de pompe. — Confirmation de la perte de charge ci-dessus.*

Or cette sortie d'eau ayant lieu tout autour de la turbine et continuellement, on conçoit que l'enceinte doive être faite selon MNO (fig. 7), c'est-à-dire présenter des sections 2, 3, 4, 5, 6, 7, allant progressivement en augmentant, selon le liquide sorti avant chacune d'elles et compté à partir du point 1.

Par suite la dernière section (1. 7.) ou sortie de l'enceinte devra être suffisante pour y laisser passer l'eau sortie du disque entier, c'est-à-dire devra égaler S.

La perte de charge totale due à la sortie d'eau tout autour du disque et effectuée dans le corps de pompe sur le parcours 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 sera donc la même que celle d'un coude droit dont la section des 2 branches serait S.

Cette perte vaut h_0.

Ce que nous venons de dire ainsi résume ce qu'il faut connaître pour construire logiquement le corps de pompe.

Remarque. — Le changement de direction du liquide, en sortant de la turbine, s'effectuant dans l'enveloppe (corps de pompe), suivant un angle droit, on serait tenté de croire qu'il y a une vitesse double de $w = \sqrt{2gh_0}$, puisque cette enveloppe est le lieu où existeraient la suite des contractions, depuis le point 1 jusqu'à (mn), lesquelles augmenteraient la vitesse.

Et l'on devrait faire alors la section finale (mn) inférieure à S. C'est ce qui est réalisé du reste par plusieurs constructeurs. (Voir parag. 68).

Or, selon nous, ce raisonnement est un trompe-l'œil, car les contractions autour de la turbine se trouvent modifiées par le glissement des extrémités des aubes tournant sur la masse liquide, lequel glissement détruit les remous et fait que tous les passages comptent en entier, et non pas seulement les sections contractées.

C'est pourquoi nous trouvons qu'il faut faire la section (mn) égale à S.

---

26. — *Confirmation de tout ce qui précède par la considération des forces. — Glissement de la turbine. — Rôle de* h_0. — *La théorie est générale*

D'ailleurs on peut faire voir la véracité de tout ce qui précède par la considération des forces.

En effet, nous avons vu que la résistance totale, par unité de surface, existant autour de la turbine est :

$$P = H_0 = H + h_a + h_r + h_o$$

Tandis que la poussée totale vaut :

$(H_0 + x) = (H_0 + h_0)$ ce qui fournit un excès de pression h_a dans l'enveloppe car H_0 est équilibré par la force centrifuge.

Ainsi, dans le corps de pompe même, il y a en permanence une pression effective réelle h_0, mais rien qu'elle.

Conséquemment c'est à elle qu'est dû le mouvement du liquide et pas à d'autre cause. Donc elle ne saurait engendrer une vitesse plus grande que $\sqrt{2gh_0}$, conformément au principe de Torricelli.

Cela prouve bien encore que la section 1.7 (fig. 7) ou sortie de l'eau de l'enceinte doit égaler S qui est celle de la tuyauterie d'aspiration.

Et puisque le mouvement n'est dû qu'à h_0, cela explique aussi que le liquide circulant dans l'enceinte aura une vitesse bien inférieure à la vitesse tangentielle de la turbine ; ce qui vient confirmer notre idée qu'il y a un glissement réel de la turbine et de l'eau qu'elle renferme sur l'eau de l'enveloppe.

Nous avons vu que le frottement qu'il engendre est négligeable et ne gêne pas le mouvement de l'eau à cause de sa grande mobilité.

Enfin, terminons en rappelant que dans cette enceinte H_0 est équilibrée par la force centrifuge maximun agissant à la circonférence de la turbine et que c'est grâce à cela que h_0 existe entière, partout, aussi bien dans la conduite d'aspiration, que dans l'enceinte en question et après elle.

La turbine ne sert donc qu'à fabriquer la pression H_0 *et rien de plus.*

Notre théorie est parfaitement générale car si $H = o$, $h_0 = o$ et $h_r = o$ il vient $H_0 = h_0$.

En ce cas, la pression fabriquée par la turbine ne devra être que h_0 ; c'est bien en effet cela qui aura lieu, puisque la vitesse tangentielle, avons-nous vu (parag. 11) doit être $V = \sqrt{2gh_0}$. Cela permettra à $(x = h_0)$, d'une autre part, de se manifester entièrement en faveur de l'écoulement.

27. — *Indifférence de la forme des aubes des turbines de mêmes dimensions débitant dans une enceinte rigide et peu spacieuse. — Les résistances nuisibles et les travaux moteurs sont les mêmes. — Lois.*

Nous avons étudié et reconnu qu'il était logique que les aubes soient radiales ; mais nous allons démontrer que tout autre forme est bonne.

En effet, soient deux turbines ayant de commun : le diamètre extérieur, le nombre d'aubes, les sections libres aux ouïes, les largeurs, ne différant enfin que par la forme des aubes qui seront, pour l'une selon figure 13 et l'autre selon figure 14.

Il est évident que ces deux appareils tournant à la même vitesse, auront une égale dépression à leurs ouïes ainsi qu'une égale force centrifuge P à leur circonférence.

Est-ce à dire maintenant que les choses qui auront lieu dans les turbines ne seront pas les mêmes ? Nous allons démontrer que les résultats sont identiques.

Considérons une molécule liquide dans la turbine touchant une aube de forme quelconque et éloignée de r du centre. Nous savons qu'elle aurait une tendance à faire 2 chemins à la fois qui seraient : l'un un déplacement radial $(\sqrt{2gh_0})$, l'autre un déplacement circulaire $\left(\frac{\pi r N}{60}\right)$ dont la résultante serait une courbe (fig. 19).

Or un point quelconque d'une aube tourne aussi vite que la molécule qui le touche, il s'ensuit déjà que cette aube ne gênerait en rien le mouvement de rotation ou déplacement circulaire du liquide, s'il en existait un dans la turbine.

Quant au déplacement radial il semble apparemment que la courbure des aubes doivent le gêner, le rendre plus défectueux et lui occasionner plus de travail qu'avec les aubes droites et rayonnantes. Il n'en est rien cependant.

En effet, remarquons que le liquide se déplace dans la turbine

par zones liquides concentriques, telles que (*abcd*) (fig. 19) et que toutes les forces centrifuges y sont égales. Or la molécule (*a*) est soumise à une force centrifuge ($ag=p$) ayant la direction

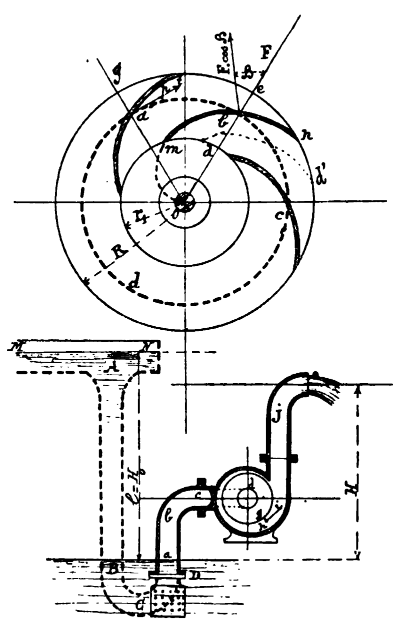


Fig. 19, 20

oa ; mais on peut dire aussi qu'en ce point il y a une infinité d'autres directions de *cette même force* et qu'entre autres il existe la force ($at=p$) agissant tangentiellement à l'aube. En effet, c'est le propre des liquides que les efforts s'y transmettent dans tous les sens.

Nous pouvons donc dire que les directions des forces internes centrifuges, occasionnant le déplacement du liquide, sont obliques au déplacement des aubes.

Le lieu géométrique du centre de gravité des tranches liquides

circulaires, appartenant à un volume compris entre deux aubes sera évidemment une courbe parallèle et semblable à celles de ces aubes telles que *mbn*, par exemple.

Soit F la résultante des pressions centrifuges sur une section, sa direction, évidemment rayonnante *oe*, rencontrera l'aube en *b*.

Le travail total absorbé pour faire passer l'eau de (*d*) à (*d'*) ou ce qui revient au même de (*m*) à (*n*) n'est autre que celui des forces F sur ce chemin oblique (*mbn*). Or la mécanique nous apprend que ce travail a pour expression :

$$\Sigma \text{ F} \times m\,n \times \cos\beta = \Sigma \text{ F} \times d\,e = \Sigma \text{ F} \times (\text{R} - r_1)$$

Donc le travail du déplacement de l'eau du centre à la circonférence, de turbines de mêmes dimensions, est le même que les aubes soient courbes ou droites.

Voyons maintenant pour le frottement du liquide contre les parois des aubes et des joues.

Le frottement dû à une force (F) sera seulement $(\text{F}\cos\beta) \times f$ et le travail du frottement sur un élément (dl) de l'aube *mn* dont le développement est (l) :

$$d\,t = (\Sigma.\ \text{F}.\ \cos\beta)\,f \times d\,l.$$

(f étant le coefficient du frottement).
d'où :

$$\text{T} = \Sigma\, d\,l \cos\beta \times \text{F}\,f.$$

Or $\Sigma\ d\,l \cos\beta$ n'est autre que $d\,e = (\text{R} - r_1)$ d'où

$$\text{T} = \text{F}\,f\,(\text{R} - r_1)$$

Le travail du frottement sur une aube courbe est encore égal à celui relatif à une aube droite.

Ces démonstrations nous conduisent aux conclusions générales suivantes :

1° Deux turbines ayant de commun la section des ouïes, le diamètre extérieur, les sections de passage d'eau en tous endroits homologues donneront exactement le même résultat, quelle que soit la forme [1] des aubes qui ne joue aucun rôle.

2° La force centrifuge H_0 ne coûte pas plus à créer avec la turbine à aubes droites, qu'avec celle à aubes courbes puisque les mêmes résistances internes existent pour les deux.

3° Les travaux moteurs absorbés par les deux turbines seront donc égaux.

4° Enfin, ce qui précède montre encore qu'à une même vitesse les deux turbines produiront le même débit, ce qui confirme que ($h_0 = x$) est indépendant de la turbine même.

Nous ajouterons aussi que cela confirme l'indépendance de la relation $V = \sqrt{2g H_0}$ envers les formes de turbines.

Quant à la sortie du liquide de la turbine, il est évident qu'il n'y a rien de changé non plus. En effet, l'influence de la courbure qui se ferait sentir dans le cas où l'eau s'échapperait dans un milieu infini et non résistant n'existe plus, du moment qu'il y a autour de la turbine un petit espace limité par une enveloppe rigide.

Toutes les forces secondaires sont par ce fait détruites et l'eau n'obéit qu'à la force (pression) seule et unique (h_0) qui lui communique une vitesse $\sqrt{2g h_0}$, comme nous l'avons vu précédemment.

D'autre part, la forme courbe des aubes, l'eau dès son arrivée à la circonférence n'a plus qu'une direction radiale, ce que nous avons vu paragraphes 14 et 24.

1. Dans une installation provisoire de 5 pompes centrifuges Dumont (ancien type) servant à vider un champ inondé accidentellement, l'une des turbines a été montée à l'envers ; c'est-à-dire qu'en tournant elle présentait la concavité des aubes à la rotation au lieu de la convexité. Or nous n'avons rien remarqué d'anormal dans son débit qui valait celui des autres. Et c'est par un hasard fortuit que nous vîmes cette erreur de montage. Les pompes montaient l'eau de $2^m,500$.

Donc il est inutile de chercher des formes plus ou moins savantes, mais compliquées, pour les aubes des turbines.

D'ailleurs nous avons en fonctionnement des pompes de provenances diverses avec des turbines très différentes qui donnent pourtant les mêmes résultats.

CHAPITRE IV

---

28. — *Assimilation d'une pompe centrifuge avec ses tuyaux à une tuyauterie ayant les mêmes pertes de charge et donnant le même débit que la pompe. — Conséquences.*

Supposons une pompe ayant sa turbine au repos (fig. 20) et ajoutons à sa tuyauterie d'aspiration (*a b c d*) une autre tuyauterie (A B C D) raccordée à la première en D, et telle que le niveau M N soit plus haut que la sortie d'eau de la pompe, d'une hauteur assurant le débit (Q) qu'avait cette pompe, lorsque la turbine marchait ; c'est-à-dire que l'eau viendra en A avec ce débit uniforme (Q) pour sortir en (O) en même quantité.

(N'oublions pas que la turbine est au repos bien que le liquide y passe).

Or, en considération du repos de cet organe, et de ce que le débit est assuré par une chute, nous pouvons remplacer la disposition (fig. 20), par cette autre (fig. 22), qui lui sera identique. En effet :

1.2 représentera *a b* ;
2.3 — *b c* ;
3.4 — *c d* ;
4.5.6 — l'angle droit (*d e f*) avant l'entrée aux ouïes (fig. 21).
6.7.8 — (*e f g*) ou l'entrée par les ouïes dans la turbine (fig. 21) ;
8.9.10 — l'angle droit (*g h i*) ou sortie de l'eau de la turbine (fig. 20) ;
10.11 — la partie droite du refoulement (*i j*) ;
11.12 sera le coude supérieur (*j o*).

Cela dit, voyons quelles seront les résistances à vaincre dans cette disposition nouvelle (fig. 22).

Nous rencontrons par ordre :

1° La hauteur utile H.
2° Frottement dans partie droite 1.2. . . . .
3° Perte de charge dans coude 2.3 . . . .
4° Frottement dans partie droite 3.4 . . . .
5° Perte de charge dans angle droit 4.5.6 . . . . . .
} h_a

Voilà ce qui correspond à l'aspiration proprement dite dont toutes les pertes ont été appelées h_a (parag. 8).

6° Perte de charge dans angle droit 6.7.8 représentant l'entrée de l'eau dans la turbine, nous l'avons appelée x. . } x

7° Perte de charge dans angle droit 8.9.10 pour la sortie de l'eau, nous l'avons dénommée h_o . . . . } h_o

8° Frottement dans la partie droite 10.11. . . . .
9° Perte de charge dans le coude 11.12. . . . . .
} h_r

Cela correspond au refoulement de la pompe dont toutes les pertes ont été appelées h_r.

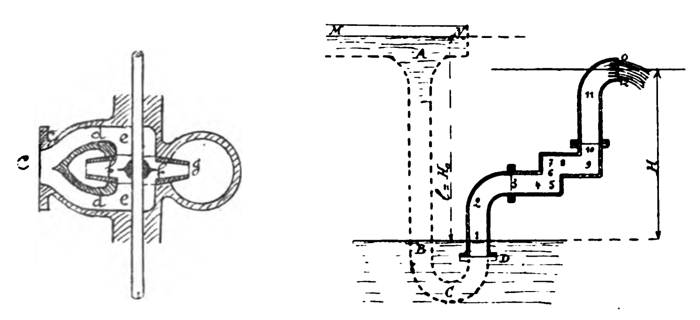


Fig. 21, 22

D'où, en résumé, la perte totale qui existera depuis 1 jusqu'à 0 sera :

$$h_a + x + h_o + h_r$$

Par suite, la résistance totale à vaincre, en colonne d'eau, sera pour cette disposition (fig. 22) en l'appelant Y.

$$Y = H + (h_a + x + h_o + h_r) = H_o + x$$

Conséquemment pour que la tuyauterie A B C D puisse vaincre toutes ces résistances, en même temps que produire le débit Q, elle devra avoir une hauteur de $l = Y$. (Nous négligeons à dessein les pertes de charge dans A B C D afin de simplifier la question).

Ainsi voilà une disposition exactement équivalente, en tous points, à celle (fig. 20) où la turbine est au repos bien que le liquide y passe.

Est-ce à dire qu'il n'en sera plus de même quand elle tournera ? — Naturellement non ; en effet, la seule différence existant entre une turbine montant elle-même l'eau, avec un débit Q, et la disposition (fig. 20) où elle ne tourne plus, mais où le même débit existe, grâce à la tuyauterie A B C D, la seule différence disons-nous est que la turbine engendre des frottements de l'eau sur l'eau à son entrée et à sa sortie (parag. 18 et 24).

A part cela toutes les pertes de charge diverses sont les mêmes.

Or nous avons reconnu précédemment que les frottements en question sont absolument négligeables, donc alors les dispositions (fig. 5, 20 et 21) sont identiques sous tous les rapports et par suite comme résultats.

Cela dit, examinons de près (fig. 22) la nature des résistances et leur direction.

On voit clairement que les résistances H, h_a, et h_r, se font sentir entièrement avec une direction verticale de haut en bas, c'est-à-dire contrairement au mouvement de l'eau : elles sont des résistances directes à la colonne Y. Dans (h_a) est comprise la perte de l'angle droit 4, 5, 6.

Quant aux résistances ou pertes (x et h_o) si l'on se reporte à

une de nos études précédentes [1], on voit aussi clairement que $x = h_o$ et l'on comprendra que la pression au point (10), après tous les angles droits, sera encore $(h_o + h_r)$.

Donc alors h_o est une poussée entièrement libre après le coude 8, 9, 10 ne rencontrant aucune résistance à elle-même.

Et naturellement en o elle existera entière, mais seule, car h_r aura disparu en perte depuis le point (10) jusqu'à la sortie O.

La vitesse de sortie sera donc :

$$w = \sqrt{2\, g\, h_o}$$

d'où le débit :

$$Q = S\, \sqrt{2\, g\, h_o}$$

Et nous sommes conduits aux conclusions suivantes :

1° *Tout se passe dans la tuyauterie brisée (fig. 22) comme dans la disposition (fig. 5) où la pompe est en marche* ;

2° *Nous avons étudié précédemment que dans la pompe en marche l'impulsion de l'eau est* h_o ; *nous voyons encore par un autre moyen, que c'est parfaitement exact* ;

3° *Il est visible que* $Y = H_o + x$ *car nous conservons les annotations admises* $H_o = H + h_a + h_o + h_r$.

4° Conséquemment il est exact que dans une pompe centrifuge c'est la pression atmosphérique qui doit vaincre x (ou bien h_o car $x = h_o$) puisque la force centrifuge ne peut qu'engendrer $H_o = H + h_a + h_o + h_r$.

De la force vive de la colonne liquide totale d'une pompe centrifuge et celle de son débit.

29. — En se reportant à notre étude sur les colonnes d'eau [2] on saura que la force vive du débit Q a pour expression :

$$M\, w^2 = \frac{Q\, \delta\, w^2}{g} = \frac{\delta\, S\, w}{g} \times w^2\, \frac{\delta\, S\, w^3}{g} \qquad (20)$$

1. *Bulletin technologique* d'octobre 1894 (parag. 1 à 7).
2. *Bulletin technologique* de décembre 1894.

Ce qui devient par transformation, en fonction de h_o, puisque $h_o = \frac{w^2}{2g}$

$$M\,w^2 = 2\,\delta\,S\,h_o\,w$$

Et le travail par seconde qu'elle représente n'est autre que :

$$t = \frac{1}{2}\,M\,w^2 = \delta\,S\,h_o\,w \qquad (21)$$

Le travail utile T_u de la pompe est beaucoup plus grand que lui car on sait que $T_u = \delta S H, w$, pour une élévation totale H.

Ainsi le travail contenu dans la force vive du débit jeté dehors ne sera égal à T_u que pour $h_o = H$. C'est le cas où la pompe fonctionnera sans élever le liquide (fig. 7).

Mais de (T_u) nous déduirons que la force vive totale qui lui correspond vaudra :

$$M'\,w^2 = 2\,\delta\,S\,H.\,w$$

d'où

$$M' = \frac{2\,\delta\,S\,H}{w}$$

C'est la vraie valeur de M' et il n'y en a pas d'autre sous une autre forme.

Le poids P' correspondant serait :

$$P' = \frac{2g\,\delta\,S\,H}{w} = \delta\,S \times \frac{2\,g\,H}{w}$$

Concluons donc que la force vive de la colonne montante totale de hauteur H est très différente de celle du débit et qu'elle ne peut lui être égale qu'au seul cas où $H = h_o$.

Réaction du jet liquide du débit sur sa section de sortie.

30. — En se reportant à notre étude des colonnes d'eau, déjà précitée, on verra que la réaction en question a pour expression

$$F = \delta\ S\ h_o \qquad (22)$$

Et quoi qu'on fasse, cette réaction ne saurait avoir d'autre valeur car h_0 est la seule pression disponible à la section de sortie du liquide (parag. 8, 26, 28).

En n'oubliant pas que h_o est due à la pression atmosphérique par l'intermédiaire du vide permanent aux ouïes (parag. 7, 8). Cela fait déjà concevoir que (h_o) ne saurait devenir bien grande. On sait en effet que la pression disponible due à la pression atmosphérique est une colonne d'eau de 8 mètres ; or il faut encore et toujours compter quelques mètres comme pertes diverses, donc A_t ne saurait avoir en pratique une influence plus grande que $h_o = 6$ mètres. Cela fournirait une vitesse de sortie $w = 10^m,850$.

D'où la plus grande réaction qui pourrait avoir lieu sur la sortie d'eau d'une pompe centrifuge serait :

$$F = \delta\ S \times 6.000\ k.$$

(S étant ramenée au mètre carré).

On conçoit que la force de réaction serait peu importante en application même avec $h_o = 6$ mètres qui est un maximum.

D'ailleurs nous verrons plus loin que pour avoir le maximum de rendement d'une pompe centrifuge, il ne faut pas songer à donner à l'eau une vitesse par seconde :

$$w = \sqrt{2gh_o} = 2g \times 6\ m. = 10^m,850 ;$$

nous reconnaîtrons au contraire qu'elle devra varier entre $2^m,300$ et $2^m,800$ par seconde.

Et nous pensons avoir fait comprendre que l'on ne saurait arriver à propulser un bateau dans de bonnes conditions au moyen de la poussée directe ou réaction d'un jet débité par une pompe centrifuge. Il y a lieu d'employer d'autres dispositifs tout en se servant de pompes centrifuges (1).

1. Voir notre étude sur cette question où nous montrons un dispositif particulier permettant la propulsion par une pompe centrifuge spéciale.

CHAPITRE V

Etude générale des dimensions à donner aux turbines.

1° Des turbines minima a 2 ouies réduites et a passage réduit a la circonférence (non encore employées par les constructeurs.)

31. — *Raisonnement des dimensions des turbines — Formules de ces dimensions. — Amplitude radiale des turbines. Nombre des aubes.*

Nous devrons rechercher les dimensions et conditions des turbines les plus petites possibles, car nous avons reconnu qu'elles doivent être les plus avantageuses.

Pour traiter leur question nous aurons recours à la fois au bon sens et à la théorie, cette dernière ne suffirait pas, ou plutôt fournirait des formules trop compliquées et par suite impraticables.

On conçoit facilement que la plus petite ouïe possible devra être ou moins égale à la moitié de la section S des tuyaux. Cela est en désaccord avec ce qui a été dit paragraphe 21 où chaque ouïe doit avoir une section libre S.

Or, si on a bien compris, cela, était obligé de par la forme même de la turbine (fig. 6), mais il est possible de faire la section des ouïes égale à $\frac{S}{2}$ si on abandonne cette disposition

pour en adopter une nouvelle, conforme à la figure 24 dans laquelle la veine liquide sera bien reformée avant d'entrer dans les ouïes.

Il n'en est pas de même figure 6 car il y a des remous juste à leur entrée. Ce nouveau dispositif exigeant une partie droite C D (fig. 24), obligera à faire des pompes plus larges (fig. 27), mais nous n'y voyons pas d'inconvénients plausibles.

Nous admettrons donc cette hypothèse de pompes très larges, puisque nous recherchons les conditions d'une turbine minimum.

A cette section libre réduite $\frac{S}{2}$ nous ajouterons 3,66% pour tenir compte de l'arbre et du moyeu de la turbine.

Or r_1 étant son rayon on aura

$$\pi r_1^2 = 1,036 \frac{S}{2} = 1,036 \times \frac{\pi r^2}{2}$$

(r est le rayon du tuyau d'aspiration)
d'où

$$r_1 = (0,72 r) \qquad (23)$$

il s'ensuit

$$r = 1,388 r_1$$

Voyons le rôle de r_1. Si on se reporte à la figure 24 on voit que la section circulaire de largeur A B, pour pouvoir laisser passer l'eau dans les mêmes conditions que l'ouïe doit avoir une section libre au moins égale à la sienne qui est $\frac{S}{2} = \frac{\pi r^2}{2}$

Donc

$$\pi \times A A' \times A B = \frac{\pi r^2}{2}$$

Or $A A' = 2r_1$ et $r = 1,388 r_1$ en remplaçant il vient

$$= 2 A B = 0,963 r_1$$

Puis en fonction de r:

$$2\,AB = 0{,}963\,r$$

Tel est l'écartement théorique qu'il faudrait entre les joues à la circonférence des ouïes.

Or en pratique ce ne serait pas assez car il faut tenir compte de l'épaisseur mn du métal qui se trouve dans l'axe de la turbine.

En vertu de cette considération nous adopterons définitivement pour $a'' = 2.\,AB$.

$$a' = r_1$$

d'où

$$a' = 0{,}72\,r \qquad (24)$$

Cette largeur peut paraître excessive, il n'en est rien pourtant car c'est en elle qu'auront lieu la contraction de la veine liquide ainsi que les remous, puisqu'elle est l'entrée dans la turbine où l'eau subit un angle droit.

Le phénomène qui s'y passera sera conforme à ce qui est dessiné en A' (fig. 24). Un peu plus loin que l'entrée, en a'' la veine liquide se reformera pour devenir compacte, c'est-à-dire sans remous.

La reformation aura lieu à une distance $o\,e$ qui variera selon la vitesse dans la section contractée ; nous l'estimons pour le cas des pompes centrifuges courantes à ($o\,e = 0{,}8\,r_1$).

On comprend qu'il est nécessaire de prolonger les joues de la turbine d'une petite longueur $e\,j$ dans le but de ne pas mettre en communication les remous de l'intérieur de la turbine avec ceux qui peuvent se former autour ; cela aura l'avantage, en outre, de produire un meilleur rendement en volume à la pompe.

Or la valeur de ej doit varier selon l'importance du débit et de la vitesse ; en estimant sa valeur en fonction de r_1, on doit adopter selon nous, au moins $ej = 0{,}2\,r_1$

Il résulte de tout cela pour le rayon de la turbine :

$$R = r_1 + 0{,}8\ r_1 + 0{,}2\ r_1 = 2\ r_1$$

D'où en fonction de r

$$R = 1{,}44\ r \qquad (25)$$

Voyons pour les largeurs a'' et a (fig. 24).

Puisque la veine liquide totale est reformée à une distance $o\ e$ telle qu'elle devient compacte sans remous, il suffira que le passage circulaire soit assez grand pour que l'eau s'y conduise comme dans les tuyaux droits avec une vitesse $w = \sqrt{2\ g\ h_0}$ nous ferons donc ce passage égal à S. D'où

$$2\ \pi \times o\ e \times a'' = S$$

Remplaçons $o\ e$ par sa valeur $(r_1 + 0{,}8\ r_1) = 1{,}8\ r_1 = 1{,}296\ r$ il vient

$$a'' = \frac{S}{2\ \pi \times 1{,}296 \times r}$$

$$a'' = 0{,}3857 \times r \qquad (26)$$

Après ce point l'eau devra circuler d'une vitesse uniforme il faut donc que les sections circulaires jusqu'à la sortie de la turbine soient égales à S.

Il s'ensuit la relation

$$2\ \pi\ R \times a = 2\ \pi \times o\ e \times a''$$

d'où

$$\frac{1{,}296\ r}{R} = \frac{a}{a''}$$

Ainsi à partir de e (fig. 24) les écartements des joues seront inversement proportionnels aux rayons.

On en tire

$$a = 0,347\, r \qquad (27)$$

Observons que nos formules conduisent à une amplitude radiale des aubes des turbines ayant pour valeur

$$(R - r_1) = r_1$$

C'est largement ce qu'il faut pour l'entraînement du liquide dans la rotation.

Par curiosité signalons la relation entre a et $(R - r_1)$ on a :

$$\left(\frac{R - r_1}{a}\right) = \frac{r_1}{a} = 2,074$$

Donc une turbine ainsi comprise aura une forme telle que sa coupe dans le plan de son arbre sera semblable à figure 24.

La largeur a' assez forte à la circonférence des ouïes ira en diminuant pour atteindre la largeur a'', et entre a' et a'' les joues pourront être à volonté, légèrement convexes à l'intérieur, ou droites ; ensuite elles seront planes et se rapprocheront pour n'avoir que (a) comme dernier écartement.

Quant au nombre des aubes des turbines, rien de spécial n'indique son importance. Théoriquement il doit y en avoir assez pour assurer l'entraînement de la masse liquide contenue dans la turbine, et à ce seul point de vue, deux aubes diamétralement opposées suffiraient. Mais il y a la question d'entretoisement des joues des turbines que l'on doit considérer ; par suite, en pratique on devra adopter de 4 à 12 aubes selon les diamètres des turbines.

Tableau résumant les dimensions des turbines minima correspondant à des tuyaux donnés. — Remarques.

32. — On possède ainsi toutes les formules nécessaires à l'obtention des diverses dimensions des turbines minima.

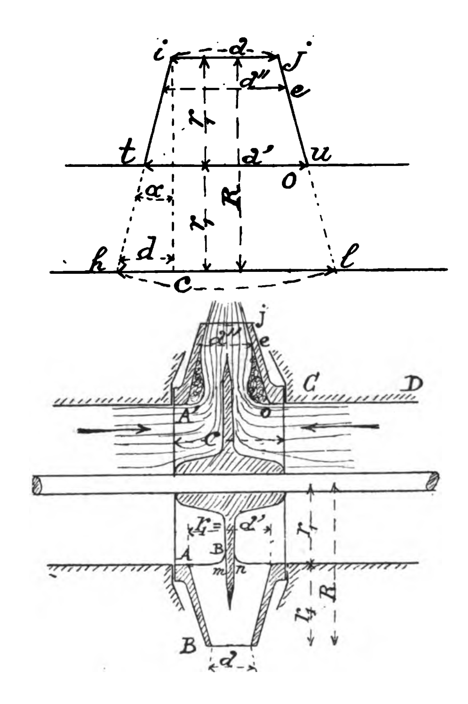


Fig. 23, 24

Pour faciliter le lecteur et mieux fixer l'importance de nos recherches nous avons dressé un tableau des dimensions des turbines correspondant à des diamètres de tuyaux donnés.

DIAMÈTRE Tuyaux $d = 2r$	SECTION S	RAYON des ouïes r_1	LARGEUR Turbines aux ouïes a'	LARGEURS		R	DIAMÈTRE de la turbine	πR^2
				a''	a			
100 mm.	0 00.78.5	0,036	0,036	0,0192	0 0173	0,072	0,144	0,01.628
200	0,03.14.1	0,072	0,072	0,0385	0,0347	0,144	0,288	0,06.514
300	0,07.06.8	0,108	0,108	0,0578	0,052	0,216	0,432	0,14 657
400	0,12.56.6	0,144	0,144	0,0771	0,0694	0,288	0,576	0,26.558
500	0,19.63.5	0,180	0,180	0,0964	0,0867	0,360	0,720	0,40.715
600	0,28.27.4	0,216	0,216	0,1157	0,104	0,432	0,864	0,58.63
700	0,38.485	0,252	0,252	0,135	0,1214	0,504	1,008	0,80.00
800	0,50.265	0,288	0,288	0,1543	0,1388	0,576	1,152	1,04.00
900	0,63.617	0,324	0,324	0,1735	0,1561	0,648	1,296	1,31.00
1.000	0,78.540	0,360	0,360	0,1928	0,1735	0,720	1,440	1,62.86
1.130	1,00.287	0,407	0,407	0,218	0,196	0,813	1,626	2,07.00
1.200	1,13.097	0,432	0,432	0,2314	0,208	0,864	1,728	2,34.80
1.500	1,76.715	0,540	0,540	0,2892	0,260	1,080	2,160	3,66.44
1.800	2,54.47	0,648	0,648	0,347	0,312	1,296	2,592	5,27.00
2.000	3,14.16	0,720	0,720	0,3857	0,347	1,440	2,880	6,51.44

Les résultats de ce tableau nous inspire les observations suivantes :

I. — Toutes les dimensions du tableau sont minima puisque nous nous sommes basé sur une valeur r_1 minimum.

II. — Chacune d'elles étant donnée par une formule fonction de r : elles sont donc aussi fonctions du débit Q.

III. — Ces dimensions sont indiquées ici à titre de curiosité et de renseignements, car elle ne seront peut être jamais atteintes en pratique, mais on devra toujours chercher à s'en rapprocher le plus possible.

Nous verrons plus loin les dimensions pratiques pouvant aller avec la mode actuelle qui produit des turbines du type figure 6 au lieu des turbines minima que nous venons d'étudier, type figures 24-27.

Travail d'inertie T_i *du volume d'eau contenu dans les turbines et tournant avec elles.*

33. — Il est très intéressant de savoir qu'elle sera la force vive ou d'inertie absorbée par le volume liquide emprisonné dans nos turbines minima, et tournant avec elles ; puis de la comparer avec *la force vive libre* de la colonne liquide qui est $M w^2 = 2 \delta S h_0 w$.

En toute section considérée de cette colonne ascendante, pendant le même temps, une seconde par exemple, il passera la même quantité de force vive $2 \delta S h_0 w$.

Nous venons de voir que la forme affectée par une turbine sera celle figure 24 donc le volume d'eau tournant avec la turbine aura comme demi-section le trapèze $(h i j l)$ (fig. 23) dont les côtés $(h i)$ et $(j l)$ sont les prolongements des parties droites des joues qui sont comprises entre les largeurs a'' et a.

Or le travail d'inertie dû à ce volume liquide sera exprimé (form. 2) par :

$$T = 1000\,\frac{\pi}{2\,g} \times \left(\frac{a + c}{2}\right) \times \left(\frac{c \times 2\,a}{3\,c + 3\,a}\right)^2 V^2\,R^2$$

Nous pouvons grâce aux formules précédentes estimer les valeurs réciproques de a et c.

En effet, on a :

$$c = a + 2\,d \text{ (fig. 23)}$$

$$d = R.\ tg\,\alpha$$

$$c = a + 2\ R\ tg\,\alpha$$

$$tg\,\alpha = \frac{a'' - a}{2(R - oe)} = \frac{a'' - a}{0{,}4\ r_1}$$

En remplaçant les lettres par leur valeur, il vient :

$$tg\,\alpha = \frac{0{,}3857 - 0{,}347)\ r}{2{,}88\ r - 36 \times 0{,}72\ r} = \frac{0{,}0387}{0{,}29}$$

$$tg\,\alpha = 0{,}134$$

d'où :

$$c = 0{,}347\ r + 2 \times 1{,}44\ r \times 0{,}134$$

et

$$c = 0{,}732\ r \qquad (28)$$

Remplaçant dans la formule de (T), après réductions, il vient :

$$T_i = 160 \times 0{,}5385\ r \times 0{,}1936 \times V^2 \times 1{,}073\ r^2$$

$$T_i = 34{,}560\ V^2 \times r^3 \qquad (29)$$

Telle est une expression fort simple du travail :

DIAMÈTRE	TURBINES			VOLUME d'eau tournant avec la turbine	TRAVAIL d'inertie T_i (kilogrammètres)	TRAVAIL DE LA FORCE VIVE disponible du débit jeté dehors				RAPPORTS
Tuyaux	a	c	R			δ S w ou Q par 1"	h_o (ou r) (2)	w	Travail δ S h_o w kilogrammètres	$\frac{T_i}{\delta S h^o w}$
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)					
				lit.	k	lit.	m.	m.	k.	
100	0,0173	0,0465	0,072	0,4379	0,8475	7,775	0,050	0,990	0,3887	2,180
200	0,0347	0,0730	0,144	3,5077	6,7800	43,98	0,100	1,400	4,398	1,541
300	0,052	0,1095	0,216	11,8355	22,8486	121,22	0,150	1,715	18,183	1,256
400	0,0694	0,1460	0,288	28,0666	54,2400	248,80	0,200	1,980	49,760	1,090
500	0,0867	0,1525	0,360	48,6772	105,9036	434,71	0,250	2,214	108,677	0,975
600	0,1040	0,2190	0,432	94,6390	183,0600	685,93	0,300	2,426	205,779	0,889
700	0,1214	0,2565	0,504	155,0760	291,5400	1008,30	0,350	2,620	352,905	0,826
800	0,1388	0,2920	0,576	224,0160	433,920	1411,94	0,400	2,809	564,776	0,768
900	0,1561	0,3285	0,648	317,4120	616,980	1890,06	0,450	2,971	850,500	0,723
1.000	0,1735	0,3650	0,720	438,6080	847,500	2459,87	0,500	3,132	1230,000	0,689
1.130	0,1960	0,4124	0,813	629,6940	1220.400	3329,00	0,565	3,329	1824,585	0,668
1.200	0,2080	0,4380	0,846	758,4040	1464,480	3880,118	0,600	3,431	2328,00	0,629
1.500	0,2600	0,5475	1,080	1479,3400	2861,160	6778,21	0,750	3,836	5083,500	0,562
1.800	0,3120	0,6570	1,296	2553,3150	4942,620	10694,00	0,900	4,202	9624,6	0,5135
2.000	0,3470	0,7300	1,440	3507,7890	6780,000	13914,15	1,000	4,429	13914,15	0,487

En substituant à V^2 sa valeur $2\,g\,H_o$, il vient :

$$T_i = 678\ H_o\ r^3 \qquad (30)$$

Formule également simple et facilement appréciable.

Nous donnons à la page précédente un tableau très intéressant des valeurs des travaux T_i et $\left(\frac{1}{2}\ M\,w^2 = \delta\,S_o\,w\right)$.

Dans ce tableau, seront rappelées nombre de dimensions concernant les turbines théoriques, et nous admettons comme valeurs de w les vitesses du *débit naturel* à section pleine [1].

Les résultats permettront alors des comparaisons très logiques puisque les tuyaux ayant leur débit naturel, ils auront une même perte de charge par mètre [2].

---

34. — *Conclusions générales à notre étude des turbines minima à deux ouïes.*

(*a*) Défaut originel des pompes centriguges du a l'entraînement forcé de l'eau dans le mouvement de rotation.

Il ressort nettement de tout ce qui précède et du tableau que le travail exigé par la rotation de la masse liquide dans la turbine est important.

Evidemment c'est un travail absorbé en pure perte et inévitable puisqu'il faut que l'eau tourne.

(Nous nous étendrons sur ce sujet plus loin).

Mais nous pouvons déjà conclure ce principe :

Une turbine centrifuge est obligée d'entraîner avec elle dans le mouvement de rotation un grand volume d'eau

1. Voir *Bulletin technologique*, octobre 1894 (parag. 11 à 27). Société A et M.
2. Se rappeler que pour le débit naturel $h_0 = r$.

exigeant en pure perte un travail important ce qui diminue beaucoup son rendement.

(Rappelons-nous qu'il y a parfaitement entraînement exagéré du liquide dans la rotation puisqu'il y a glissement de liquide sur liquide à l'entrée des compartiments comme à la sortie de la turbine).

(*b*) Importance nuisible de T_i envers le travail du débit de la pompe et le travail T_u en eau montée.

Comparons le travail en question T_i entre turbines homologues.

Les résultats de la dernière colonne du tableau $\left(\frac{T_i}{\delta S h_o w}\right)$ font comprendre que le rapport du travail perdu T_i au travail en eau montée qui est $T_u = (\delta S w \times H)$, c'est-à-dire un multiple de $(\delta S h_o w)$, ira en diminuant au fur et à mesure que l'importance de la pompe augmentera.

Le rapprochement de ces deux travaux offrira de l'intérêt en pratique.

(*c*) La formule $T_i = 34{,}560 V^2 r^3$ est l'expression du minimum de ce travail.

Reprenons la formule (29) $T_i = 34{,}560 V^2 r^3$ si on y remplace r^3 par sa valeur $\frac{r_1^3}{0{,}7746^3}$ on a :

$$T_i = \frac{0{,}7746^3}{34{,}560} \times V^2 r_1^3$$

D'où le travail d'inertie de la masse liquide tournant avec la turbine augmente vivement avec r_1. Or r_1 est une mesure forcée dont le minimum possible est, avons-nous vu, 0,7746 r ; la formule ci-jointe représente donc le minimum de travail possible.

En pratique, l'idéal serait de réaliser ce minimum.

(*d*) UNE TURBINE A DEUX OUIES SERA TOUJOURS MEILLEURE AU POINT DE VUE DE T_i QU'UNE TURBINE A UNE OUIE.

Il suit aussi de ce qui précède qu'une turbine à deux ouïes qui donne r_1 minimum sera meilleure, au point de vue de la force vive, qu'une turbine à une seule ouïe pour laquelle r_1 aurait une grande valeur et conséquemment R.

(*e*) DEUX POMPES DIFFÉRENTES DONNANT LE MÊME DÉBIT A UNE HAUTEUR H, LA PLUS AVANTAGEUSE SERA CELLE QUI AURA LA PLUS PETITE TURBINE.

La formule de T_i montre encore que de deux pompes ayant des turbines donnant le même débit, avec les mêmes tuyauteries et installées dans les mêmes conditions, il est clair que l'avantage restera à la turbine ayant les plus petites dimensions r_1 et R.

Cette remarque, à la fois théorique et pratique, devra toujours guider dans le choix d'une pompe.

(*f*) DISCERNEMENT QU'IL FAUT AVOIR POUR COMMANDER UNE POMPE CENTRIFUGE DIRECTEMENT PAR L'ARBRE D'UNE MACHINE A VAPEUR.

Les turbines devant avoir le plus petit diamètre possible, conséquemment elles devront toujours tourner vite.

Or, cette condition ne peut être réalisée qu'en commandant la poulie de la pompe par courroie, câble ou bien directement par une dynamo.

Il existe pourtant des installations où la pompe est commandée par le même arbre que celui du moteur.

Or, celui-ci ne pouvant tourner assez vite, conséquemment la turbine a un très grand diamètre afin de réaliser la vitesse tangentielle nécessaire :

$$V = \frac{\pi D n}{60} = \sqrt{2 g H_o}$$

Alors le travail inutile T_i devient excessif et le rendement de la pompe s'en trouve très diminué.

Nous conclurons qu'il ne faut jamais faire commander une pompe centrifuge directement par l'arbre d'un moteur que si ce dernier, par sa nature de construction, est susceptible de tourner très vite comme la turbine d'un diamètre minimum.

(*g*) LE TRAVAIL T_i EST PROPORTIONNEL A H_0.

La formule 30 $T_i = 678 \times r^3 \times H_0$ relatif aux pompes dont l'approche des ouïes serait conforme à figure 24 montre que ce travail nuisible est directement proportionnel à H_0.

Il est clair que le minimum de T_i existera pour $H = 0$, auquel cas on a $h_a = h_0$, $h_r = 0$, mais la formule se réduit à :

$$T_i = 678 \times r^3 \times 2\,h_0$$

(*h*) LA LOI QUI LIE T_i AUX H_0 POUR UNE INSATLLATION DONNÉE, EST UNE LIGNE DROITE.

Enfin nous remarquons que pour une installation donnée, débitant un volume constant, quelle que soit H_0, la loi de variation du travail (T_i), en fonction de cette hauteur, est une ligne droite.

Il sera donc facile, par un graphique fort simple, de connaître le travail correspondant à toute autre valeur de H_0 puisqu'on a pour base celle du tableau.

Nous en reparlerons, plus loin (parag.42).

2° DES TURBINES MINIMA A DEUX OUIES GRANDES, SATISFAISANT, A CE POINT DE VUE, LA MODE ACTUELLE EMPLOYÉE PAR LES CONSTRUCTEURS (1), MAIS A PASSAGES RÉDUITS A LA CIRCONFÉRENCE.

35. — *Raisonnement des dimensions des turbines. — Formules de ces dimensions. — Amplitude radiale des aubes des turbines. — Nombre des aubes.*

La mode générale est de faire les pompes centrifuges telles qu'une coupe en travers ait très sensiblement les formes (fig. 6 et 7). C'est-à-dire que la partie qui sépare l'arrivée de l'eau de l'intérieur de la turbine n'est qu'une épaisseur de métal r (fig. 6).

Or, nous avons expliqué (parag. 21) que dans ces conditions le liquide a deux contractions successives, comme cela se comprend figure 18, ce qui occasionne des vitesses très grandes dans les sections contractées ; surtout dans la deuxième, et aussi que cela oblige à faire la section libre de chaque ouïe égale à S section des tuyaux, afin que le liquide entre dans la turbine, malgré ses changements de direction, avec une vitesse moyenne très sensiblement égale à $w = \sqrt{2 g h_0}$.

Comme il faut tenir compte de la section de l'arbre de la turbine, nous adopterons la relation :

$$\pi r_1^2 = 1{,}03 \ S = 1{,}03 \ \pi r^2$$

d'où :

$$r_1 = 1{,}015 \, r \qquad (23 \, bis)$$

L'eau aura, nous le répétons, une vitesse moyenne $w \sqrt{2 g h_0}$ dans le plan d'une ouïe, grâce à sa grande surface libre S ; pour que cette vitesse moyenne soit conservée il est évident que l'en-

1. Nous entendons les constructeurs les plus renommés : Dumont, Neut, Guynne, Farcot, etc.

trée totale des cloisons de la turbine doit être égale aux deux ouïes.

Ainsi, la largeur a' entre les cloisons aura pour expression générale :

$$a' = \frac{2\ S}{2\ \pi\ r_1} = \frac{S}{\pi r_1}$$

d'où :

$$a' = \frac{\pi\, r^2}{\pi \times 1{,}015\ r_1} = 0{,}9852\ r \qquad 24\ (bis)$$

Et pour tenir compte de l'épaisseur de l'âme $m\,n$ de la turbine qui atteindra une certaine valeur, nous prendrons $a' = r$.

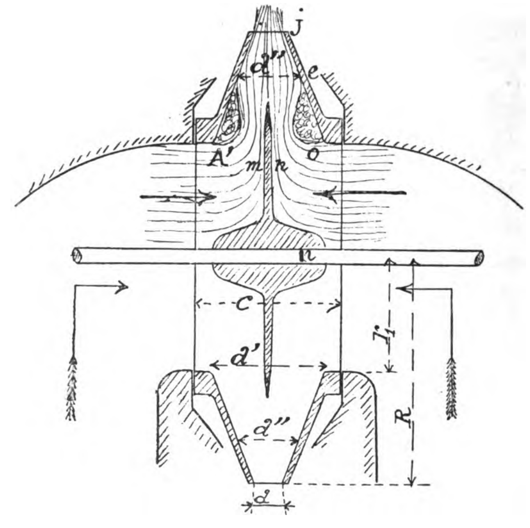


Fig. 25

Cette largeur peut paraître excessive, il n'en est rien pourtant, car c'est en elle qu'auront lieu la contraction du liquide, ainsi que les remous à l'entrée dans la turbine même.

Le phénomène qui se passera sera conforme à ce qu'il y a en A' (fig. 25).

Mais un peu plus loin que son entrée, en a'', la veine liquide s'est déjà reformée et est devenue compacte, c'est-à-dire sans remous, en ce cas il suffira que la section circulaire de rayon $o\,e$ soit égale à S la vitesse du liquide ne devant être que $w = \sqrt{2\,g\,h_0}$.

Or, cette distance $o\,e$ variera selon la vitesse dans la section contractée, pour le cas des pompes centrifuges courantes, nous estimerons $e\,o = 0{,}8\,a' = 0{,}8\,r$.

On conçoit qu'il est nécessaire de prolonger les joues de la turbine d'une petite longueur ej, dans le but de ne pas mettre en communication les remous de l'intérieur avec ceux qui se forment autour, ce qui aura l'avantage, en outre, de produire un meilleur rendement en volume à la pompe.

D'autre part, cela assurera mieux la continuité de la force vive de la masse liquide.

Or, la valeur de $e\,j$ doit varier selon l'importance de la masse d'eau à passer et sa vitesse, on peut donc considérer sa valeur en fonction de r, et selon nous, on doit adopter, au moins, $e\,j = 0{,}2\,r$.

Il suit de tout cela que le rayon de la turbine aura pour expression :

$$R = r_1 + oj$$

ou

$$R = r_1 + 0{,}8\,r + 0{,}2\,r$$

Et en remplaçant r_1, il vient :

$$R = 2{,}015 \times r \qquad (25\ bis)$$

Cela dit, voyons les largeurs a'' et a.

Dans la largeur a'' la veine liquide totale étant déjà reformée,

il suffit que le passage total soit égal à S [1]. Donc $2\pi \times ne \times a'' = S$.

Mais en remplaçant ne par sa valeur $r_1 + r = 1{,}815\, r$, il vient :

$$a'' = \frac{S}{2\pi \times 1{,}815\, r}$$

d'où :

$$a'' = \frac{r}{3{,}630} = 0{,}2754\, r \qquad (26\ bis)$$

On obtiendra la valeur de a en remarquant que l'équation :

$$\frac{(r_1 + r)}{R} = \frac{a}{a''}$$

d'où l'on tire :

$$a = 0{,}248\, r \qquad (27\ bis)$$

Par comparaison avec les turbines théoriques, nous donnerons aussi la valeur $(B - r_1)$, qui est l'amplitude des aubes, par rapport à (a).

On a :

$$(R - r_1) = 2{,}015\, r - 1{,}015\, r = r$$

d'où :

$$\frac{R - r_1}{a} = \frac{1}{0{,}248} = 4{,}032$$

Nous sommes bien loin de la formule 28.

1. Ce n'est pas ce qui est observé par les constructeurs actuels (voir tableau, parag. 68) qui font le passage égal à 2 S.

Il faut observer ce que nous avons déjà dit dans la question précédente, que les turbines seront conformes à figure 24.

Quant au nombre des aubes, il n'y a qu'à s'en rapporter à ce que nous avons dit (parag. 34).

---

36. — *Tableau résumant les dimensions des turbines minima à une ouïe correspondant à des tuyaux donnés. — Remarques.*

On possède ainsi toutes les formules nécessaires à l'obtention des diverses dimensions des turbines pratiques minima à deux ouïes.

Pour faciliter le lecteur et mieux fixer les idées, nous donnons à la page 88 un tableau des dimensions des turbines correspondant à des diamètres de tuyaux donnés.

Remarques. I. — Les dimensions du tableau pourront être parfaitement suivies par un constructeur s'il veut rester dans la mode actuelle de construction (fig. 6, 7, 24) dont nous avons déjà parlé.

II. — Le tableau fait déjà voir clairement que les turbines pratiques sont plus lourdes, plus dispendieuses que les turbines théoriques ; aussi pensons-nous qu'on doit y renoncer pour n'employer que ces dernières quitte à faire les pompes plus larges dans le sens de l'arbre de la turbine (fig. 27).

---

37. — *Travail d'inertie* T_i *du volume d'eau contenu dans les turbines et tournant avec elles.*
Tableau résumant les volumes d'eau et leurs travaux. T_i

Nous devons comme précédemment rechercher le travail pris inutilement par la masse d'eau qui tourne avec la turbine

DIAMÈTRES des tuyaux	SECTION S	RAYON des ouïes r_1	LARGEUR Turbine aux ouïes a'	LARGEURS a''	a	R	DIAMÈTRE de la turbine	πR^2
100	0,00785	0,05075	0,050	0,0137	0,0124	0,1007	0,2114	0,0318
200	0,03141	0,1015	0,100	0,0275	0,0248	0,2015	0,4030	0,1275
300	0,07068	0,1522	0,150	0,0473	0,0372	0,3022	0,6044	0,2870
400	0,12566	0,2030	0,200	0,0550	0,0496	0,403	0,8060	0,5102
500	0,19635	0,2537	0,250	0,0688	0,0620	0,5037	1,0074	0,8000
600	0,28274	0,3045	0,300	0,0826	0,0744	0,6045	1,2090	1,1400
700	0,38485	0,3552	0,350	0,0964	0,0868	0,7052	1,4104	1,5614
800	0,50265	0,406	0,400	0,1101	0,0992	0,806	1,612	2,0370
900	0,63167	0,4567	0,450	0,1239	0,1116	0,9067	1,8134	2.580
1.000	0,78540	0,5075	0,500	0,1377	0,1240	1,0075	2,0150	3,180
2 130	1,00287	0,5734	0,565	0,1556	0,1411	1,1384	2,2768	4,070
1.200	1,13097	0,6090	0,300	0,1652	0,1488	1,2090	2,4180	4,590
1.500	1,76715	0,7612	0,750	0,2065	0,1860	1,5112	3,0224	7,165
1.800	2,5447	0,9135	0,900	0,2178	0,2232	1,8131	3,6270	10,300
2 000	3,1416	1,015	1,000	0,2754	0,2480	2,0150	4,0300	12,756

On aura toujours d'après les figures 23 et 24

$$T_i = 160 \times \left(\frac{a + C}{2}\right) \times \left(\frac{C + 2a}{3C + 3a}\right)^2 V^2 R^2$$

Mais ici

$$\text{tg}\ \alpha = \frac{(0,2754 - 0,2480)\ r}{(R - ne}$$

$$\text{tg}\ \alpha = \frac{0,2754 \times r}{2\ (2,015 - 1,815)\ r} = \frac{0,0274}{0,400}$$

$$\text{tg}\ \alpha = 0,0685$$

d'où

$$C = 0,248\ r + 2 \times 2,015\ r \times 0,0685$$

$$C = 0,494\ r \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (28\ bis)$$

Alors il vient

$$T_i = 160 \times 0,372\ r \times 0,1971\ V^2 \times 4,060\ r^2$$

$$T_i = 47,603\ V^2\ r3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29\ bis)$$

Ou en fonction de H_o [1]

1. Nous avons déjà fait observer que le passage total à la circonférence était le double de ce que nous avons admis, c'est-à-dire 2 S au lieu de S dans les pompes déjà construites à ce jour.

Donc si nous adoptions a pour la valeur 2 S, la formule exprimant T_i deviendrait avec assez d'exactitude :

$$T_i = 160 \times \frac{2a + a'}{2} \times \left(\frac{a' + a}{3a' + 6a}\right)^2 V^2 R^2$$

d'où l'on tire exactement le double des valeurs précédentes (form. 29 et 30 *bis*) c'est-à-dire

$$T_i = 95,206\ V^2\ R^3$$

et

$$T_i = 1868\ H_o\ r^3$$

DIAMÈTRE des tuyaux	TURBINES			VOLUME d'eau tournant avec la turbine	TRAVAIL d'inertie T_i Kilogrammètres	TRAVAIL DE LA FORCE VIVE disponible de la colonne liquide (ou travail en eau montée)				RAPPORT $\frac{T}{\delta S h w}$
	a	c	R			$\delta S w$ ou Q	$h_0 = r$	w	$\delta S h_0 w$ (kilogram.)	
				lit.	k.	lit.			k.	
100	0,0124	0,9247	0,1007	0,590	1,1675	7,775	0,050	0,990	0,3887	3,03
200	0,0248	0,0494	0,2015	4,730	9,3400	43,980	0,100	1,400	4,398	2,12
300	0,0372	0,0841	0,3932	15,971	31,4758	121,200	0,150	1,715	18,183	1,181
400	0,0496	0,0988	0,4030	37,856	74,7200	248,80	0,200	1,980	49,760	1,500
500	0,0720	0,1235	0,5037	74,201	145,8900	434,71	0,250	2,214	108,677	1,34
600	0,0755	0,1482	0,6045	126,882	252,1800	685,93	0,300	2,426	205,779	1,22
700	0,0868	0,1729	0,7052	202,695	401,6200	1008,30	0,350	2,620	352,905	1,14
800	0,0992	0,1976	0,8060	302,290	597,760	1411,94	0,400	2,809	564,776	1,058
900	0,1116	0,2223	0,9067	430,731	849,940	1890,06	0,450	2,971	850,510	0,999
1.000	0,1240	0,2470	1,0075	589,890	1167,500	2459,87	0,500	3,132	1230,000	1,949
1.130	0,1411	0,2791	1,1384	855,107	1681,200	3329,00	0,565	3,329	1824,585	0,921
1.200	0,1488	0,2964	1,2090	1021,734	2017,440	3880,118	0,600	3,431	2328,00	0,866
1.500	0,1860	0,3705	1,5112	1993,661	3941,480	6778,21	0,750	3,836	5083,500	0,774
1.800	0,2232	0,4446	1,8135	3439,170	6808,860	10694,00	0,900	4,202	9624,60	0,707
2.000	0,2400	0,4940	2,9150	4732,476	9430,000	13014,15	1,000	4,429	13914,15	0,677

$$T_i = 934\ H_0\ r^0 \qquad (30\ bis)$$

Formules très simples et très facilement applicables.

Nous avons donné à la page précédente un tableau de comparaison des valeurs des travaux T et $\frac{1}{2}\ M\ w^2 = \delta\ S\ h_o\ w$.

En même temps seront inscrites nombre de dimensions concernant les turbines pratiques minima.

Nous prendrons pour w les mêmes valeurs que précédemment au tableau des turbines théoriques.

3° DES TURBINES MINIMA A UNE SEULE OUIE. [1]

DES DIMENSIONS DES TURBINES — FORMULES DE CES DIMENSIONS.

RÉFLEXIONS THÉORIQUES ET PRATIQUES CONCERNANT LES GENRES DE TURBINES.

38. — Voyons quelles sont les dimensions minima convenant à une turbine à une seule ouïe (fig. 26).

Il est clair que la section libre minimum de l'ouïe devra être S ; mais il faut tenir compte de l'arbre et de son moyeu de telle sorte que le rayon r_1 de l'ouïe (fig. 26) devra être calculé, selon nous, tel que :

$$\pi\ r_1^2 = 1{,}08\ \ S$$

L'augmentation 0,08 S suffira en pratique.

On en tire

$$r_1^2 = 1{,}08 \times r^2$$

1. Il existe déjà des pompes avec turbine ayant une seule ouïe notamment les systèmes Decœur et Farcot, mais ces turbines n'ont pas les dimensions que nous entendons.

d'où

$$r_1 = 1,036\, r \ldots\ldots \quad (23\ ter)$$

En raisonnant comme dans les questions précédentes, on aura

$$a' = \frac{S}{2\pi r_1} = \frac{\pi r^2}{2\pi \times 1,039\, r}$$

$$a' = 0,481\, r \ldots\ldots\ldots \quad (24\ ter)$$

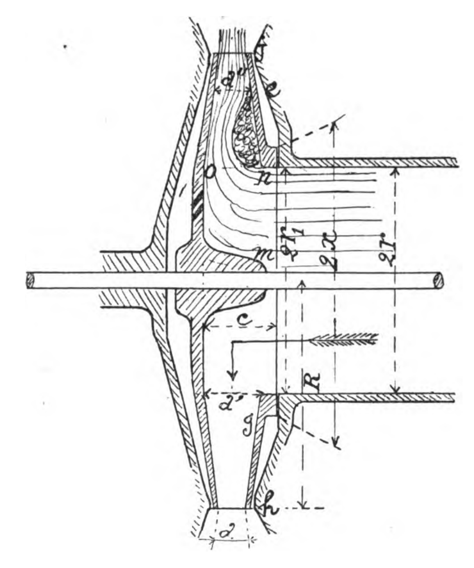


Fig. 26

Nous admettrons que la veine liquide est complètement reformée sur une distance

$$ne = 0,6\ R$$

et ajouterons aussi une partie $e\,J = o,2\,r$ pour les mêmes motifs qu'avant.

De sorte que le rayon R de la turbine devient

$$R = 1{,}039\, r + 0{,}2\, r$$

$$R = 1{,}839\, r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (25\ ter)$$

Cela dit on trouve :

$$a'' = \frac{S}{2\,\pi \times 1{,}639\, r} = 0{,}305\, r \quad . \quad . \quad . \qquad (26\ ter)$$

et

$$a = 0{,}2718\, r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (27\ ter)$$

On voit que les turbines minima à une seule ouïe sont celles qui exigent le plus grand diamètre extérieur et doivent être évidemment les plus mauvaises.

Pour le cas on a

$$\frac{R - r}{a} = 2{,}944$$

et

$$\operatorname{tg} \alpha = 0{,}0415$$

d'où

$$C = 0{,}4224\, r \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (28\ ter)$$

La formule de T_i devient

$$T_i = 40{,}424\ V^2\, r^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (29\ ter)$$

ou en fonction de H_0, car $V_o\ 2\ g\ H_o$

$$T_i = 793{,}119\ H_o\, r^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (30\ ter)$$

Ces formules montrent que les turbines en question sont meilleures que celles des paragraphes 35 à 37 mais inférieures aux turbines théoriques minima à deux ouïes paragraphes 31 à 34.

RÉFLEXIONS THÉORIQUES ET PRATIQUES CONCERNANT LES GENRES DE TURBINES.

39. — *La meilleure turbine industrielle — Remarques générales*

(*a*) Il ressort nettement de tout ce qui précède que les turbines à 2 ouïes réduites qui sont minima sous tous les rapports (parag. 31 à 34) sont les meilleures puisque leur travail nuisible est moindre que tout autre.

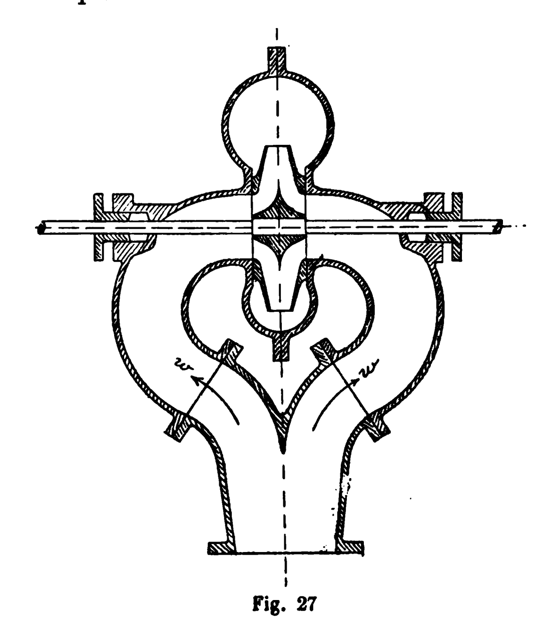


Fig. 27

Donc il y aurait lieu de rejeter les autres formes pour n'adopter que ce type de turbine minimum à 2 ouïes réduites qui seule permettrait du conduire au rendement maximum industriel auquel on puisse prétendre.

Mais l'adoption des ouïes réduites conduira à une forme de pompe large (fig. 27) dont nous reparlerons plus loin (parag. 71) et qui sans doute ne pourra pas toujours être employée (Voir parag. 49 *d*, 49 *e*).

(*b*) Les tableaux paragraphes 32 et 36 sont très intéressants car ils montrent le rôle pernicieux que joue la masse liquide entraînée par la turbine dans le mouvement de rotation.

Il est à observer que le mauvais effet en question va diminuant avec l'importance du débit.

On voit aussi que les rapports $\left(\frac{T}{\delta S h_0 w}\right)$ sont moins grands pour les grosses turbines qu'avec les petites.

CHAPITRE VI

Travaux réels divers absorbés et exigés en pratique par une pompe centrifuge

40. — *Classification des travaux.*

Le seul travail utile recueilli d'une pompe centrifuge est son travail en eau montée qui a pour expression

$$T_u = \delta S w \times H = Q H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

La loi qui lie les T_u aux H est évidemment une droite, mais la relation entre T_u et H_0 est une courbe légère se rapprochant d'une droite) et présentant sa concavité à l'axe des abscisses représentant les H_o.

Il existe des autres travaux divers dépensés en pure perte, au détriment du travail moteur, que nous allons énumérer en les appelant tous travaux nuisibles.

Ils peuvent déjà être divisés en deux classes :

1° Les travaux nuisibles causés à la fois par les organes mécaniques, le liquide, et qui ont lieu dans la pompe et les tuyaux ;

2° Ceux dont la cause est due uniquement aux organes mécaniques.

41. — *Travail nuisible* T_p *dû aux pertes de charge directes et de frottement du liquide. — Remarques. — Loi des* T_p *et des* H_o.

En suivant cette classification, le premier travail à estimer et qui se présente à l'esprit est celui T_p dû à toutes les pertes de charge diverses et qui sont, avons-nous vu :

$$(h_a + h_o + h_r)$$

d'où [1] :

$$T_p = Q\,(h_a + h_o + h_r) = Q\,(H_o - H) \quad . \quad . \qquad (32)$$

Dans une installation donnée H est constante, mais Q peut varier, et conséquemment H_0, car le débit peut être augmenté en faisant tourner la pompe plus vite.

Or :

$$Q = \delta\, S\, \sqrt{2\, g h_o}$$

d'où :

$$T_p = \delta\, S\, \sqrt{2\, g h_o} \times (h_a + h_o + h_r)$$

$$T_p = \delta\, S\, \sqrt{2 g h_o} \times (H_0 - H).$$

Cette formule fait voir que T_p est lié à H_o par une courbe (fig. 30). Les H_o étant portées comme abscisses, la courbe leur tournera sa convexité ; la courbure sera très légère et se rapprochera excessivement d'une droite.

Remarque. — Pour le cas où $H = o$ ce qui donne

$$h_a = o,\; h_r = o$$

la formule se réduit à

$$T_p = Q\, h_o$$

---

42. — *Travail nuisible* T_i *dû à l'inertie du poids d'eau tournant avec la turbine. — Remarques. — La loi des* T_i *et des* H_o *est une droite.*

Il vient ensuite le travail d'inertie T_i du volume d'eau tournant avec la turbine et que nous venons d'étudier complètement (parag. 33, 34 et 37).

Il a pour expression.

1. Voir *Bulletin* A et M, octobre 1894.

$T_i = 678\ H_0\ r^3$ . . . . (33)

Remarques. I. — On a déjà vu (parag. 34-*h*) que pour une installation donnée, si on augmente le débit, les variations de T_i en fonction de H_o suivront une droite (fig. 30).

II. — Pour $H = o$ il viendra

$$T_i = 678 \times h_o \times r^3.$$

43. — *Travail nuisible* T_f *dû au frottement du corps de la turbine sur l'eau qui l'entoure. — Remarques. — Loi des* T_f *et des* H_o

Il faut songer ensuite aux travaux nuisibles de frottement de la turbine. En effet la face extérieure des joues de cet organe frotte sur le liquide compris entre lui et le corps de pompe, ce qui coûte un travail.

Et il y a aussi celui du frottement des bords extérieurs et intérieurs des joues.

Appelons T_f ces travaux de frottement.

Or en se reportant à notre étude (*Bulletin* A et M ; décembre 1894, parag. 58, 59) on verra que le bras de levier du couple résistant dû à tous ces frottements est :

$$x = \frac{\frac{1}{1,25}\left[R^5 - r_1^5\right] + 2\,e\,R^4 + 2e'\,r_1^4}{R^4 - r_1^4 + 2\,e\,R^3 + 2\,e'\,r_1^3}$$

et que l'effort du couple vaut :

$$P = 160 f\ \frac{V^2}{R^2}\left[R^4 - r_1^4 + 2e\ R^3 + 2\,e'\,r_1^3\right]$$

(e et e' sont les épaisseurs des joues aux ouïes et à la circonférence extérieure) ;
(f est le coefficient de frottement).



D'où :

$$T_f = \frac{2\pi x \times n}{60} \times P$$

(n étant le nombre de tours par minute)

En effectuant il vient :

$$(34)\ T_f = 328,674 \times f \times H_0 \times \left(\frac{\frac{1}{1,25}[R^5 - r_1^3] + 2e R^4 + 2e' r_1}{R_2} \right)^4 \times n$$

Telle est la valeur de T_f ramenée aussi en fonction de H_0

Remarques. I. — Elle prouve que la relation entre T_f et H_0 est une courbe (fig. 30) car n est lié à H_0 selon une parabole. Cette courbe tourne sa concavité à OX, les H_0 étant prises comme abscisses.

II. — Pour $H = o$, $h_a = o$ et $h_r = o$, il n'y aura qu'à remplacer H_0 par h_o dans la formule de T_f.

III. — La valeur de f variera selon les cas. Pour une turbine en fonte ayant ses joues tournées on pourra adopter $f = 0,005.25$.

---

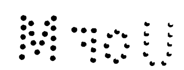
44. — *Travail nuisible* T'_i *dû à l'inertie du poids de la turbine même. — Remarques. — La loi des* T'_i *et des* H_0 *est une droite.*

Il y a lieu de tenir compte maintenant du travail d'inertie de la masse métallique de la turbine. C'est un poids qui en effet n'est pas négligeable et qui coûte au travail moteur T_m un certain travail pour entretenir sa rotation.

Pour simplifier la question nous supposerons que la masse de toute la turbine est un plateau d'égale épaisseur et de rayon R qui est le sien ; ce qui nous permettra d'appliquer la formule 4.

En désignant par T'_i le travail d'inertie en question il viendra.

$$T'_i = \frac{78,48}{P} \times V^2$$



(P étant le poids net de la turbine).
En remplaçant V^2 par sa valeur $2gH_0$ on a :

$$T'_i = 0{,}25 \times P \times H \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \quad (35)$$

Remarques. I. — Ici encore T'_i est lié à H_o par une droite, pour une turbine donnée (fig. 30).

II. — Pour $H = o$, $h_a = o$ et $h_r = o$ il viendra :

$$T'_i = 0{,}25\ P \times h_o$$

III. — Tout dépendant du poids net de la turbine il faudra donc connaître rapidement le poids de chacune. Pour arriver à ce but il sera suffisamment vrai de considérer les poids proportionnels aux surfaces πR^2 des turbines ; en partant de cette base qu'une d'elles ayant $1^m{,}296$ millimètres de diamètre pèse 600 kilogrammes.

Soit $1^{m^2}{,}3190$ pour 550 kilogrammes ou bien $4^k{,}548$ de fonte par décimètre carré de projection.

C'est sur cette base [1] qu'ont été calculés les poids dans les tableaux suivants.

IV. — Il est presque inutile de faire observer que l'on devra chercher à avoir P minimum. Sans doute alors la fonte est un métal à abandonner pour la construction des turbines ; il faudra songer à les faire en acier coulé ou tout autre métal permettant de réduire les épaisseurs.

---

45. — *Travail nuisible* T'_f *dû au frottement de l'arbre de la turbine dans ses coussinets. — Force* F *du couple moteur de rotation de la turbine. — La loi des* T'_f *et des* H' *est une droite.*

Il y a lieu aussi de faire entrer en ligne de compte le travail

1. Nous la croyons suffisante car la turbine considérée était bien plus lourde qu'il ne fallait.

de frottement de l'arbre de la turbine dans ses coussinets. Appelons-le T'_f.

Ce travail est dû à la force totale qui appuie l'arbre sur ses coussinets, laquelle peut varier d'intensité si la commande motrice est faite par courroie ou par un couple, au moyen d'un engrenage par exemple.

Selon nous, c'est la commande par engrenages qui se trouve représenter le mieux la moyenne des cas de la pratique ; [1] c'est donc elle que nous envisagerons pour la résolution du problème.

L'effort moteur dans notre hypothèse appartiendra alors à un couple ; et c'est lui qui sera transmis à l'arbre et l'appuiera sur ses coussinets.

Mais il s'agit de connaître *a priori* le bras de levier de l'effort pour estimer ce dernier selon les travaux moteurs.

Or d'après les calculs (parag. 6) et nos idées pratiques sur ce sujet, nous pouvons admettre que ce levier sera égal à R (rayon de la turbine) car nous ne considérons que les turbines à deux ouïes réduites (parag. 31 à 34).

En appelant F cet effort appliqué tangentiellement à un cercle de rayon R et dont la vitesse n'est autre que V, F V sera son travail par seconde (c'est aussi la valeur du travail moteur), d'où :

$$FV = T_m$$

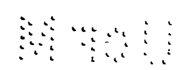
et

$$FV = T_u + T_p + T_i + T_f + T'_i + T'_f \quad . \quad . \qquad (36)$$

Or T'_f est fonction de F, et si d est le diamètre de l'arbre de la turbine, la vitesse tangentielle à cet arbre sera :

$$v = \frac{Vd}{2R}$$

1. Et effet si une commande est faite par courroie et que celle-ci tire en l'air, en soulevant la turbine et son arbre, elle sera en faveur du rendement ; ce sera le contraire si la courroie tire en bas en chargeant davantage l'arbre de la turbine.



L'effort de frottement est $F \times 0{,}04$ (0,040 étant le coefficient du frottement pour fer sur coussinets) ; d'où le travail

$$T'_f = 0{,}04 \times F \times \frac{Vd}{2R} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (37)$$

En remplaçant il vient :

$$FV = T_u + T_p + T_i + T_f + T'_i + 0{,}04\ F\ \frac{Vd}{2R}$$

d'où :

$$F = \frac{(T_u + T_p + T_i + T_f + T'_i)\ 2R}{V\ (2R - 0{,}04 \times d)} \quad \ldots \quad (38)$$

Ainsi donc on connaîtra F car tous les termes et facteurs du second membre de l'équation sont déjà connus ; on pourrait donc obtenir T'_f par la formule 37 ci-dessus.

Mais en remplaçant F dans la formule 37 il vient

$$T'_f = 0{,}04\ d \times \frac{(T_u + T_p + T_i + T_f + T'_i)}{2R - 0{,}04\ d} \quad . \quad (39)$$

Remarque. — Cette formule nous enseigne que T'_f sera lié à H_0 par une droite, car c'est la relation qui existe entre celle-ci et la somme $(T_u + T_p + T_i + T_f + T'_i)$ comme on le verra paragraphe 50, figure 30.

---

46. — *Travail T''_f du frottement dû au poids de la turbine même et de son arbre.*

A tout ce qui précède il faut encore ajouter un certain travail T''_f pour tenir compte du poids de la turbine et de l'arbre qui ajoutent au frottement.

D'après nos calculs on peut admettre que

$$T''_f = \frac{1}{2}\ T'_f$$

La valeur de T''_f ne sera réellement importante que pour les fortes pompes.

---

47. — *Travail total T_m nécessaire au fonctionnement d'une pompe centrifuge. — Loi des T_m et des H_o.*

Il suit de tout ce qui précède que la valeur du travail moteur total est trouvée. Elle est satisfaite par l'équation

$$T_m = T_u + (T_p + T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f)$$

Ainsi il y a 6 travaux nuisibles divers.

Nous étudierons plus loin que la loi liant les T_m aux H_o est une droite.

CONDITIONS DIVERSES, TRAVAUX, RENDEMENTS D'UNE SÉRIE DE POMPES CENTRIFUGES ÉLÉVANT A UNE MÊME HAUTEUR H.

48. — *Raisonnement de la manière d'établir les conditions techniques, complètes d'une série de pompes. — Tableau résumant ces conditions.*

Nous allons dresser un tableau résumant la valeur de chacun des travaux et des rendements pour une série de pompes centrifuges correspondant à des tuyaux de $0^m,100$ à 2 mètres. Il contiendra, en outre, d'autres renseignements intéressants.

Pour simplifier nos calculs nous supposerons $H_o = 10$ mètres.

Enfin nous ne nous occuperons que de pompes avec turbines minima à deux ouïes réduites (parag. 31 à 34) qui sont les meilleures à adopter.

Mais pour que les résultats soient comparables, il est nécessaire d'admettre que les pompes aient une même hauteur d'aspiration et qu'elles ont aussi les mêmes longueurs de tuyaux. De plus nous supposerons que les tuyauteries ont la même forme, c'est-à-dire que les installations sont conformes toutes à la

VALEUR … x-vapeur	TRAVAIL MOTEUR $T_m \{ Q(H + h_a + h_o + h_r) + I + T_f + T'_i + T'_f + T''_f$ En kilogrammètres	En chevaux-vapeur	Rendement technique $\frac{T_u + Q h_o}{T_m}$	Rendement industriel $\frac{T_u}{T_m}$
1^{ch},2256	94^{k},6707	1^{ch},395	0,8253	0,738
2 ,916	583 ,5378	7 ,767	0,7612	0,754
4 ,882	1578 ,4372	21 ,04	0,779	0,768
5 ,161	3175 ,1932	42 ,335	0,799	0,783
7 ,149	5508 ,4118	73 ,445	0,809	0,789
8 ,358	8685 ,2904	115 ,80	0,813	0,789
0 ,621	12754 ,6910	170 ,062	0,818	0,789
1 ,540	17909 ,8555	238 ,798	0,819	0,788
2 ,654	23984 ,1723	319 ,78	0,823	0,788
4 ,188	31513 ,0559	420 ,17	0,8196	0,780
6 ,552	42932 ,4266	572 ,430	0,819	0,775
7 ,062	50431 ,4085	672 ,418	0,815	0,7693
1 ,978	89830 ,5273	1197 ,74	0,812	0,7545
3 ,254	144983 ,6647	1933 ,115	0,804	0,737
2 ,287	190088 ,7579	2534 ,516	0,804	0,732

figure 28 où le coude C étant très grand on peut négliger sa perte de charge.

Il est également nécessaire d'admettre que les débits seront *les débits naturels* [1] *à pleine section*, car il s'ensuivra que les pertes de charge par mètre, dans les tuyaux, seront les mêmes pour chaque pompe. D'après ce qui a été dit précédemment (parag. 7 et 8) on aura pour chacune d'elles (fig. 28) :

$h_a + h_r = a\,\text{H} +$ perte d'un coude droit vif $= a\,\text{H} + h_o$; il s'agit de l'angle droit (a) (fig. 6) dépendant de (h_a).

Par suite

$$h_a + h_r + h_o = a\,\text{H} + 2\,h_o$$

(a) est la perte de charge par mètre déjà connue pour chaque tuyau ainsi que h_o puisqu'il s'agit du débit naturel [1].

Il s'ensuit H_o connu ou

$$\text{H}_o = \text{H} + h_a + h_o + h_r.$$

mais qui devient (pour fig. 28)

$$\text{H}_o = \text{H} + a\,\text{H} + 2\,h_o.$$

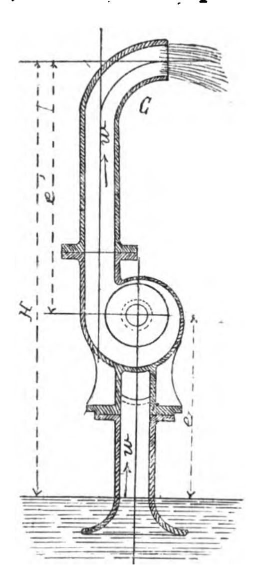


Fig. 28

En supposant de la fonte, on sait [2] que $a = 0^{\text{m}},0105$.

C'est selon ces conditions que nous avons dressé le tableau précédent qui est très instructif, aussi bien au point de vue théorique qu'au point de vue pratique.

1. Voir *Bulletin* A et M, décembre 1894. (Parag. 23.)
2. Voir *Bulletin* A et M, décembre 1894. (Parag. 11 à 13.)

Remarques générales tirées du tableau précédent.

Ce tableau nous apprend de nombreux et utiles renseignements. Avant de les énumérer rappelons à l'attention que les pompes sont telles que leurs tuyauteries ont leur « *débit naturel à section pleine* » et qu'elles sont conformes à figures 27, 28, disposition imaginée pour avoir les ouïes aussi petites que possible, ainsi que les turbines.

(*a*) Les rendements du tableau sont ces maxima.

Les rendements consignés pour H = 10 mètres sont des maxima puisque les turbines sont minima et que les tuyauteries (fig. 27, 28) sont on ne peut plus simples.

(*b*) Les pompes centrifuges, petites et grosses peuvent avoir le même rendement.

Les rendements industriels $\frac{T_u}{T_m}$ sont presque les mêmes. Mais on pourrait parfaitement les identifier en modifiant légèrement les dimensions des turbines : c'est-à-dire que nous pourrions obtenir un rendement de 0,789 pour toutes. Cela permet de dire que dans les conditions du « débit naturel à pleine section » des tuyaux on pourrait obtenir le même rendement avec les pompes centrifuges petites et grosses. Toutefois cette observation n'a d'intérêt qu'au point de vue théorique car nous reconnaîtrons plus loin (parag. 50) que pour les grosses pompes on ne pourra atteindre les conditions du « débit naturel » à cause du rendement $\frac{T_u}{T_m}$ qui serait diminué.

(*c*) Les rendements du tableau sont pratiques ; ils sont ceux des installations entières et non des pompes.

Les rendements obtenus sont parfaitement pratiques car dans leur estimation nous avons tenu compte de tout : pertes de

charge, frottements hydrauliques et frottements de métal sur métal.

Il faut observer toutefois que ces rendements sont ceux des installations complètes (fig. 28) et non des pompes seules.

A observer par anticipation que le plus fort rendement 0,789 correspond à $w = 2^m,500$ à $2^m,800$ (Voir parag. 50 - *a*).

(*d*) Synthèse du travail nuisible T_p des pertes de charge. — Il dépend surtout des coudes. — Cas ou on pourra l'atténuer.

On voit que l'effet le plus pernicieux dans le rendement est celui des pertes de charge.

D'après notre théorie, ces pertes pour nos pompes admises sont:

1° Pour l'aspiration $a\,e + h_o$ (fig. 28);
2° Dans la pompe : h_o;
3° Pour la refoulement $a\,e'$.

Or les pertes n°s 2 et 3 sont inévitables dans tous les cas ainsi que *ae* des n°s 1. Mais si par un moyen on pouvait supprimer h_o des n°s 1 on voit de suite que le rendement augmenterait d'une valeur importante.

Cette condition pourra être réalisée avec des pompes centrifuges à une seule ouïe car il sera presque toujours possible d'amener directement l'eau à cette ouïe [1] (fig. 29).

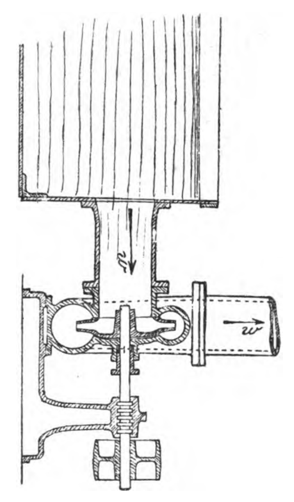


Fig. 29

1. Les pompes centrifuges Farcot, Decœur etc... jouissent de cette propriété d'avoir h_o supprimée dans la conduite d'aspiration, mais les constructeurs n'ont pas songé à faire leurs turbines minima aux points de vue divers que nous envisageons dans notre théorie.

Il y aura donc de ce chef une économie sur les pertes de charge, mais d'autre part ces turbines, même si elles sont minima, absorbent plus de travail nuisible que celles minima à deux ouïes.

(*e*) Deux pompes centrifuges ayant l'une une turbine a une ouie, l'autre une turbine a deux ouies peuvent avoir le même rendement.

En effet considérons par exemple la turbine n° 9 des tableaux paragraphes 31 à 34. Elle donne $T_i = 616{,}980$.

La turbine similaire du type à une ouïe (parag. 38) donnerait :

$$T_i = 706 \text{ kgm}.$$

Ainsi pour cette dernière T_i est plus grand que pour l'autre et il en serait de même pour T_f, T'_i, T'_f, T''_f ; mais les augmentations en question seront petites.

D'un autre côté T_p qui vaut 1890 kilogrammes pour la petite turbine ne vaudra que $1890 \times (1{,}005 - 0{,}225) = 1{,}470$ kilogrammes, soit une diminution de $1890 - 1470 = 420$ kilogrammes.

Or cette diminution vaudra environ les augmentations de la part des autres travaux nuisibles, d'où on peut dire que théoriquement, une installation avec une pompe à turbine à une ouïe peut donner le même rendement [1] qu'une pompe à turbine à deux orifices.

1. Cela est confirmé par les expériences comparatives sur des pompes diverses qui eurent lieu au port du Havre en 1890, où les pompes Dumont et Decœur donnèrent sensiblement les mêmes rendements industriels; la première ayant obtenu $\omega_1 = 0{,}644$ et la seconde $\omega_1 = 0{,}6385$.

A ce propos il faudrait croire que l'éjecteur circulaire placé autour de la turbine Decœur serait sans effet. Nous ne serions point étonné que cet éjecteur engendrât plutôt une perte de charge, mais qui se trouve compensée parce qu'à la tuyauterie d'aspiration, dans (h_a), il n'existe pas la perte de charge h_o. (Parag, 48, 48-*d*.)

Et selon nous, si la pompe Farcot qui n'a pas d'éjecteur type (fig. 28) ne donne

Il est bien entendu qu'il faut supposer la première turbine équilibrée et n'ayant que les mêmes sortes de frottements que la deuxième.

Concluons : Industriellement parlant on ne peut pas dire que les pompes avec turbine à un œillard, mais équilibrées soient meilleures que celles ayant la turbine à deux orifices qui sont naturellement équilibrées ; ou réciproquement, puisqu'on peut leur faire donner les mêmes rendements.

(*f*) CONSIDÉRATIONS SUR LA LIMITE SUPÉRIEURE DES RENDEMENTS INDUSTRIELS.

On lit que tous les rendements industriels du tableau sont supérieurs à 72 % et il s'agit d'installations qui monteraient l'eau de 10 mètres !

Cela nous oblige donc à contredire hardiment certains auteurs qui ont affirmé que les turbines pouvaient tout au plus conduire à un rendement théorique de 66 %, ce qui veut dire que pour une installation il faudrait compter sur 30 à 50 % selon les hauteurs H. L'expérience a démenti cela mais nous pensons avoir démontré péremptoirement l'erreur de cette affirmation. Selon nous, au contraire, les pompes centrifuges sont appelées à un développement plus considérable, car notre théorie les faisant concevoir d'une manière nouvelle et rationnelle, elles atteindront des hauts rendements industriels que l'on croit, à ce jour, parfaitement irréalisables. (Voir parag. 50-*i*)

(*g*) COMPARAISON DE L'EFFET PERNICIEUX DE DIVERS TRAVAUX NUISIBLES.

Il est urgent d'observer qu'après T_p le travail nuisible le plus pernicieux est T'_i.

pas un meilleur rendement que le système Decœur pour égaler celui des Dumont c'est que sa turbine est trop volumineuse et par suite trop lourde.

Du reste nous croyons que tous les constructeurs, sans exception, font leurs turbines dans ces mauvaises conditions, ce qui est une des causes des mauvais rendements qu'ils obtiennent.

Or ce travail étant dû uniquement aux poids P des turbines, il y a lieu de les diminuer le plus possible, et pour atteindre ce but il faudra observer ce que nous avons dit (parag. 44). Les grandes turbines pourraient être faites en tôle et cornières d'acier assemblées sciemment.

Nos turbines du tableau (48) étant lourdes, si donc on les faisait plus légères il s'ensuivrait des rendements supérieurs à 0,789.

---

49. — *Des rendements techniques et industriels, en général.*

En se reportant à notre étude (*Bulletin* A et M, décembre 1894), on verra que le rendement technique a pour expression :

$$\omega = \frac{T_u + Q\,w}{T_m} \qquad (40)$$

Et que la formule du rendement industriel est :

$$\omega_1 = \frac{T_u}{T_m} \qquad (41)$$

CHAPITRE VII

Variations des éléments techniques des pompes centrifuges.

(1er Cas.)

COMMENT VARIENT LES ÉLÉMENTS TECHNIQUES D'UNE INSTALLATION DONNÉE ÉLEVANT L'EAU A UNE HAUTEUR FIXE H ET DONT ON FERA VARIER LE DÉBIT.

50. — *Calculs complets et tableaux des résultats pour trois pompes différentes.*

Après avoir saisi complètement la question précédente (paragraphe 48), on conçoit qu'il est utile d'étudier celle-ci.

Prenons les pompes nos 2, 6 et 15 du tableau et calculons leurs conditions diverses pour des valeurs différentes de w. Admettons une hauteur fixe de 10 mètres $= H$ comme élévation utile.

Les calculs effectués pour chaque cas nous fournissent les trois tableaux suivants :

1° POMPE N° 1 DU TABLEAU

$H = 10$ m. et $2r = 0^{m},200$

graphique (fig. 31).

Pour	$w = 1{,}400$	$w = 2^{m},426$	$w = 2^{m},971$	$w = 4^{m},011$
h_0	0,100	0,300	0,450	0,820
$a\,H + 2\,h_0$	0,305	0,915	1,3725	$2^{m},500$
H_0	10,305	10,915	11,3725	$12^{m},500$
V	14,219	14,633	14,937	15,660
n	942,6	970^{t}	990^{t}	$1038^{t},00$
Q	$43^{l},982$	$76^{l},215$	$93^{l},337$	$126^{l},009$
Produit Q h_0	4,398	22,864	42	103,327
Travail Q H	453,234	831,887	1061,475	1575,112
Travail T_u	439,820	762,150	933,37	1260,09
Travail T_p	13,414	69,737	128,10	315,022
Travail T_l	6,987	7,400	7,71	8,475
Travail T_f	43,572	47,865	48,689	58,659
Travail T_i	76,354	80,875	84,261	92,619
Force F	$40^{k},950$	$66^{k},33$	$80^{k},700$	$111^{k},18$
Travail T'_f	2,260	3,77	4,68	6,76
Travail T''_f	1,130	1,885	2,34	3,38
Travail T_m	583,537	973,682	1209,155	1745,005
$T_u + Q\,h_0$	445,218	785,014	975,37	1763,417
ω	0,7612	0,806	0,806	0,781
ω_1	0,754	0,782	0,780	0,722
$\frac{H}{H_0}$	0,9723	0,916	0,886	0,800

2° POMPE N° 6 DU TABLEAU

$H = 10$ m. et $2r = 0^m,600$

graphique (fig. 32).

Pour	$w = 1^m,085$	$w = 2^m,426$	$w = 3^m,004$	$w = 4^m,011$
h_0	0,060	$0^m,300$	0,460	0,820
$(a\,H + 2\,h_0)$	0,141	$0^m,705$	1,081	1,927
H_0	10,141	10,705	11,081	11,927
V	14,105	14,492	14,744	15,927
n	311,82	319,8	325,92	352,08
Q	$306^l,77$	$685^l,927$	849,35	1134,07
Produit Q h_0	18,406	206	390,701	926,94
Travail Q H_0	3110,954	7342	9411,647	13526
Travail T_u	7067,700	6859,27	8493,50	11340,700
Travail T_p	43,254	483,58	918,147	2185,35
Travail T_l	185,641	195,96	202,849	218,335
Travail T_f	362,839	392,20	414,42	481,876
Travail T_i	676,318	713,93	739,005	795,429
Force F	$308^k,200$	598,00	732,300	$945^k,70$
Travail T'_f	12,069	26,55	29,954	41,671
Travail T''_f	6,035	13,775	14,977	20,835
Travail T_m	4353,856	8685,290	10812,852	15084,146
$T_u + Q\,h_0$	3086,106	7065,27	8884,201	12267,64
ω	0,7088	0,813	0,821	0,813
ω_1	0,7045	0,789	0,785	0,751
$\frac{H}{H_0}$	0,986	0,930	0,902	0,838

3° POMPE N° 15 DU TABLEAU

H = 10 m. et 2 r = 2^m,000

graphique (fig. 33).

Pour	w = 1^m,400	w = 2,506	w = 4^m,429	w = 5^m,011
h_0	0^m,100	0^m,320	1^m,000	1^m,280
a H + 2 h_0	0,2105	0,6736	2,105	2,6944
H_0	10,2105	10,6736	12,105	12,6944
V	14,153	14,471	15,411	15,781
n	93^t,6	95,94	102	104,640
Q	4398,240	7872,849	13914,146	15742,557
Produit Q h_0	439,824	2519,312	13914,146	20150.400
Travail Q H_0	44908,229	84026,917	168430,737	199835,295
Travail T_u	43982,400	78728,49	139141,46	157425,57
Travail T_p	925,829	5303,15	29289,00	42410,448
Travail T_i	6922,380	7236,970	8207,19	8606,532
Travail T	2856,105	3060,434	3690,120	3969,800
Travail T'_i	7565,610	7909,434	8969,96	9406,254
Force F	4415	7259	12317,00	13874,000
Travail T'_f	173,5	291,3	527,168	607,00
Travail T''_f	86,75	145,65	263,583	303,5
Travail T_m	62512,574	102670,705	190188,76	222728,381
T_u + Q h_0	44422,22	81247,80	153055,6	177575,97
ω	0,710	0,790	0,804	0,997
ω_1	0,7035	0,766	0,732	0,706
$\frac{H}{H_0}$	0,9793	0,9368	0,8261	0,7878

Conséquences tirées des résultats.

(*a*) Rendement industriel maximum. — Loi de ces conditions par rapport a *w*. (Voir aussi parag. 51.)

Si nous rapportons aux H_0 comme abscisses, les valeurs des rendements ω et ω_1 en ordonnées nous obtenons un graphique respectif à chaque pompe, ou les figures 31, 32 et 33.

Or, chose absolument curieuse, on y voit à la fois que les courbes obtenues se ressemblent, que les rendements industriels maxima des pompes sont pour ainsi dire les mêmes et qu'ils correspondent à la même vitesse *w* de l'eau dans les tuyaux.

Ainsi nous sommes amenés à conclure ces lois remarquables :

1° *Les pompes centrifuges petites ou grandes peuvent avoir le même rendement industriel étant installées dans les mêmes conditions et élevant l'eau à une hauteur commune* H.

2° *Leur rendement industriel maximum qui pourra être unique pour toutes les pompes existera pour une vitesse de l'eau dans les tuyaux comprises entre* $\mathrm{w} = 2^{\mathrm{m}},500$ *et* $\mathrm{w} = 2^{\mathrm{m}},800$ (cela correspond à des valeurs $h_0 = 0^{\mathrm{m}},320$ à $0^{\mathrm{m}}, 400$). (Voir aussi parag. 51).

(*b*) Règle pratique des relations entre les *w* et les T_m.

En portant aussi comme ordonnées les valeurs de T_m et gardant comme abscisses les vitesses *w* on obtient pour chaque pompe une ligne sinueuse ON se rapprochant excessivement d'une droite OM tangente (fig. 31, 32, 33).

Cela nous autorise à conclure cette règle pratique : *Pour une installation donnée élevant l'eau à une hauteur fixe* H, *si on fait varier les débits, les vitesses* w *de ces débits seront très sensiblement proportionnelles aux travaux moteurs* T_m ; *et réciproquement.*

(*c*). **Relation des travaux divers avec H_o. — Lois.**

Confirmation des lois des travaux divers déjà vues aux annotations (parag. 48).

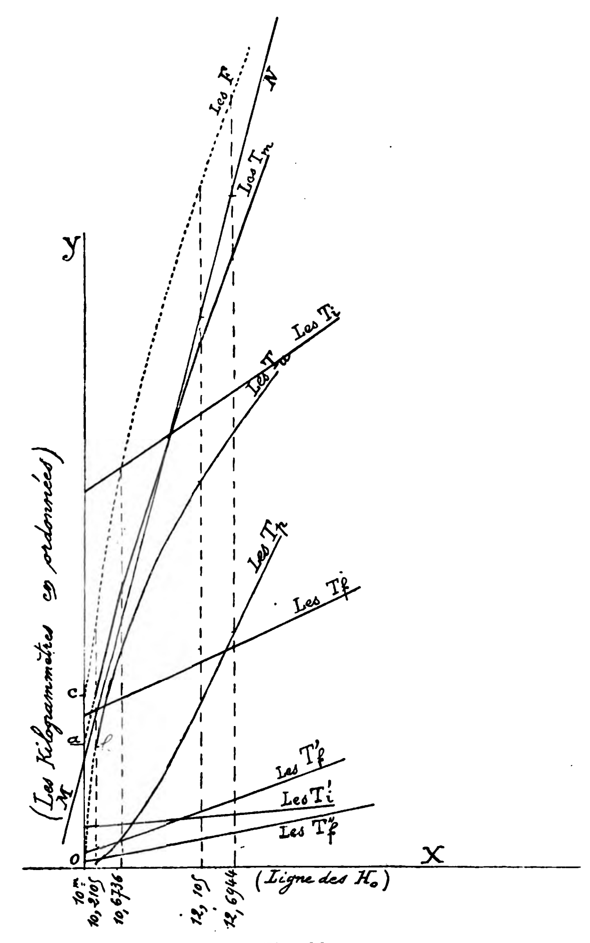


Fig. 30

En traçant un graphique (fig. 30) dans lequel les H_0 seront abscisses et en leur rapportant en ordonnées tous les autres éléments, on voit d'abord, chose évidente, que les lois des T_i, T'_i, T'_f, T''_f sont des droites (parag. 48).

Mais celles des T_u, T_p, T_f sont des courbes d'ailleurs très peu accentuées, surtout celle de T_f qui peut être confondue avec une droite.

La loi des T_u tourne sa concavité à l'axe de X, celle des T_p, au contraire, lui tourne sa convexité.

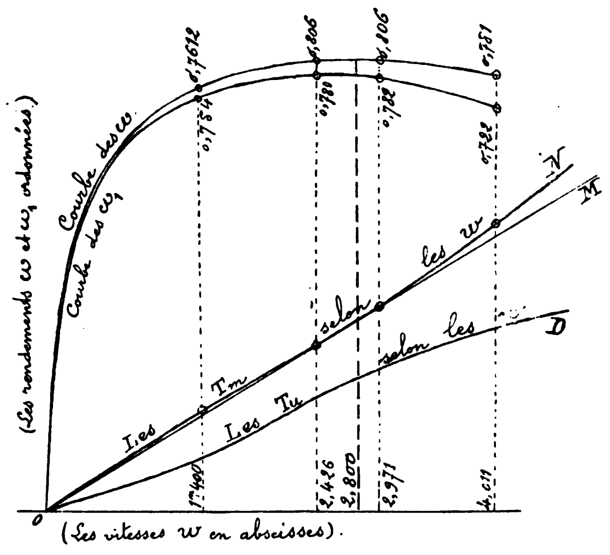


Fig. 31

Maintenant, chose remarquable, si aux ordonnées de T_u, on ajoute par ordre celles respectives de T_p, on trouve que les nouveaux sommets sont tous sur une même ligne droite MN.

Par conséquent, en prolongeant les ordonnées de MN (ligne droite) par la somme des ordonnées de même ordre des T_i, T'_i, T_f, T''_f, qui sont des droites et de celle de T_f qui pratiquement

est aussi une droite, on obtiendra nécessairement une ligne finale qui sera droite et ne sera autre évidemment que la loi des T_m.

Donc il faut conclure :

En pratique, il est suffisamment exact de dire que la loi qui lie les T_m *aux* H_o *est une ligne droite.*

NOTA. — Si sur le graphique, représentant les conditions du troisième tableau, la ligne des T_m n'est pas exactement une ligne droite (sans pourtant s'en écarter beaucoup), cela doit provenir de petites erreurs inévitables dans les laborieux calculs des tableaux précédents. (Voir parag. 51-*b*).

(*d*) ORIGINE DE LA LOI DES T_m.

Où est l'origine des T_m ?

Pour le cas en question qui comporte une hauteur fixe d'élévation H (condition donnée) il est évident que l'origine des T_m, comme des autres lois, se trouve sur l'ordonnée *oy* passant à l'extrémité de H abscisse, qui se trouve ici être le minimum des H_o.

(*e*) VALEUR DE T_m QUAND L'EAU EST MONTÉE DE H SANS QU'IL Y AIT ENCORE DÉBIT.

Quel est l'effort moteur et la valeur de T_m au moment précis où le liquide montant a atteint la hauteur H ?

En ce moment précis, on a minimum $H_o = H$ et la pompe par sa rotation entretient en suspension une colonne d'eau fixe de hauteur H.

Nous savons qu'en ce cas, la formule suivante satisfait la question [1] :

$$T'_m \; \delta \; S \; (w) \; H_o$$

1. *Bulletin technologique*, décembre 1894, parag. 24. Société A et M.

qui devient ici :

$$T'_m = \delta \, S \, (w) \, H.$$

Ceci est une expression générale signifiant que l'eau serait élevée d'une hauteur H' < H et débitée à cette hauteur H' d'une vitesse (w).

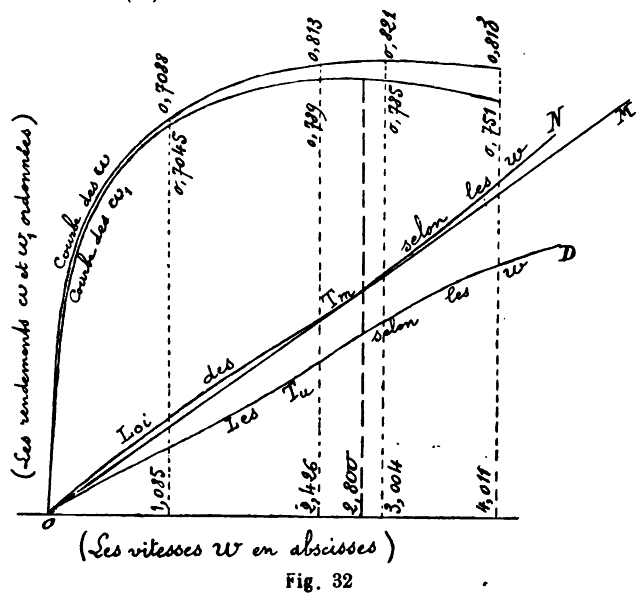


Fig. 32

Pour résoudre le problème, il faut admettre (voir tableaux précédents) que le rendement ω_1 vaudrait environ 0,37 ; d'où :

$$H' = 0{,}97 \, H \text{ (1)}$$

Par suite :

$$(h_a + h_o + h_r) = H - 0{,}97 \, H = 0{,}03 \, H$$

Or, h_a et h_r sont fonctions de h_o, dans des conditions parfai-

1. *Bulletins technologiques*, décembre, parag. 15; octobre, parag. 28. Société A et M.

tement connues, puisqu'il s'agit d'une installation donnée ; donc h_o peut être déterminée et conséquemment w, ainsi que l'expression $T_m = \delta S(w) H$.

Ceci est l'expression du travail moteur théorique. On conçoit qu'il faut l'augmenter des valeurs des T_i, T'_i, T_f, T'_f, T''_f.

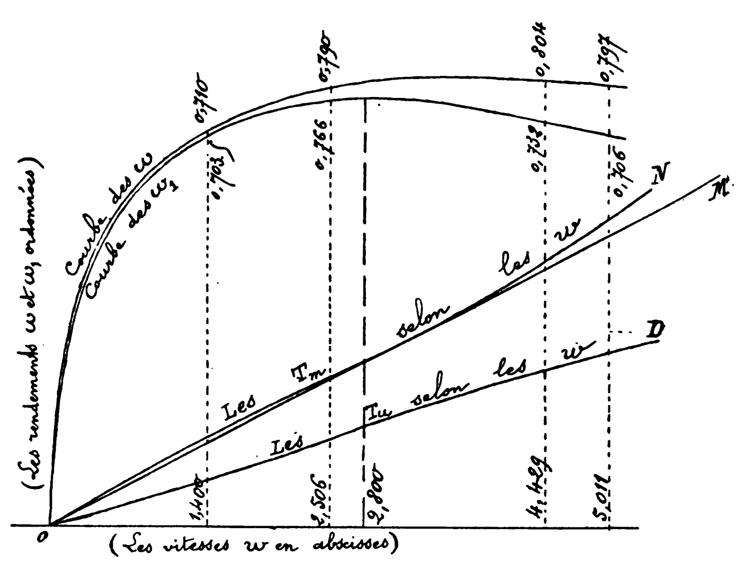


Fig. 33

Pour les évaluer, il suffira de se rappeler que ces travaux nuisibles sont directement proportionnels à H_o (même T_f en pratique) ; alors, on les estimera par rapport aux valeurs connues de l'une des colonnes des tableaux précédents.

Remarque. — En pratique, on pourra employer un moyen beaucoup plus rapide pour trouver T_m dans ce cas de $H_o = H$.

En effet, sur le graphique (fig. 30) figure en pointillé la courbe des F (efforts moteurs), donc il suffira de la prolonger

jusqu'en *c* sur l'axe *oy* qui est l'ordonnée de H ; et la longueur *oc* représentera l'effort F cherché.

La vitesse de rotation de la turbine étant en ce moment (parag. 7) :

$$V = \sqrt{2\,g.\,H}$$

Le travail moteur cherché sera exprimé par :

$$T_m = F\,V$$

(*f*) Loi des *n* et V en fonction de H_o

La loi des nombres de tours *n*, ou encore des vitesses tangentielles V et des H_o est évidemment une parabole.

En effet

$$V^2 = 2\,g\,H_o$$

ou bien

$$n^2 = \frac{17.658}{\pi^2\,R^2} \times H_o$$

(*g*) Relations des *n* et V avec les débits Q.

Par curiosité nous avons tracé le graphique (fig. 34) des relations entre *n* et Q.

Nous obtenons pour chaque pompe une ligne courbe tournant sa convexité à l'axe de *x*.

Cela nous permet de contredire hardiment les auteurs disant que le débit est proportionnel au nombre de tours de la turbine !

(*h*) Généralité des lois des relations de *w* et du rendement industriel maximum.

Nous venons d'établir ces lois (50-*a*) d'après nos calculs sur des pompes pour H = 10 mètres, or le lecteur pouvant croire

qu'elles ne seraient vraies que pour cette seule valeur de H, nous devons démontrer leur généralité.

Rappelons-nous bien qu'il s'agit d'une hauteur d'élévation fixe H mais que le débit des pompes varie.

Pour cela traçons sur les graphiques (fig. 31, 32, 33) la valeur des T_u obtenue aux trois tableaux précédents. Nous obtiendrons les courbes sinueuses OD. La loi des T_m est on l'a vu ON ; or il est clair et visible que pour les trois pompes différentes les deux lois des T_m et des T_u se rapprochant le plus l'une de l'autre pour les points compris depuis $w = 2^m{,}500$ à $2^m{,}800$.

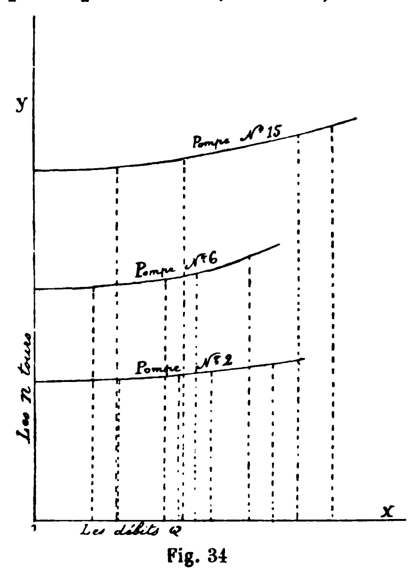


Fig. 34

Donc c'est bien pour cette période que les différences $(T_m - T_u)$ seront les plus petites et conséquemment que les rendements industriels $\omega_1 = \frac{T_u}{T_m}$ seront maxima.

Nous nous bornons à dire ici, d'une manière générale que le maximum de (ω_1) existe en un point situé entre $w = 2^m{,}400$

et $w = 2^m,800$. Mais en pratique chaque constructeur devra fixer dans les graphiques de ses pompes le point réel correspondant au maximum de (ω_1).

Sans doute, il y aura quelques petites variations d'une pompe à l'autre, mais nous le répétons, elles seront comprises dans la limite précitée.

Selon nous pour un projet on devra admettre $w = 2^m,426$ ce qui correspond à $h_0 = 0^m,300$ pour les tuyauteries de 100 à 800 et $w = 2^m,600$ depuis 800 à 2000 millimètres.

(*i*) LES RENDEMENTS INDUSTRIELS MAXIMA AUGMENTENT AVEC LA HAUTEUR D'ASPIRATION H AINSI QU'AVEC H_0.

LEURS VALEURS RÉELLES QUI SONT LES MÊMES POUR TOUTES LES POMPES.

Il est évident que les rendements techniques et industriels augmentent avec H et H_0 car plus ces dernières seront grandes, moins les travaux nuisibles auront d'influence sur le travail utile.

Pour le bien faire voir nous avons calculé pour la pompe n° 6 des tableaux paragraphes 48 et 50 les valeurs des conditions techniques pour diverses valeurs de H en prenant $w = 2^m,620$ et avons obtenu ;

$$\begin{array}{llll} H = 2^m,000\ ; & 5^m,000\ ; & 10^m,000\ ; & 15^m,000\ ; \\ H_0 = 2\ ,750\ ; & 5\ ,800\ ; & 10\ ,828\ ; & 15\ ,860 : \\ w_1 = 0\ ,474\ ; & 0\ ,709\ ; & 0\ ,789\ ; & 0\ ,8212\ ; \end{array}$$

Ces résultats nous ont ensuite fourni les graphiques (fig. 35, 36) dont nous tirons ces conclusions

1° *Les rendements industriels* ω_1 *qui sont maxima pour* $w = 2^m,600$ *augmentent de valeur avec* H.

2° *Ils augmentent très rapidement depuis* $H = 0$ *à* $H = 5$ *mètres où ils peuvent atteindre une valeur de* $0^m,709$.

3° *Passer* $H = 5$ *mètres les rendements maxima croissent*

beaucoup moins rapidement et peuvent atteindre les valeurs $\omega = 0,789$ à 10 ***mètres*** et 0,8112 à 15 ***mètres.***

Ajoutons que ces renseignements sont de la plus grande généralité, c'est-à-dire qu'ils conviennent à toutes les pompes en vertu des lois (parag. 50 — *a*).

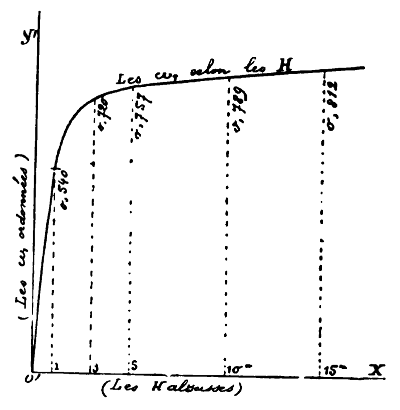


Fig. 35

Remarque — Ceci nous apprend que pour H = 3 mètres il faut compter sur un rendement industriel maximum $\omega = 0,585$.

Aussi restons-nous absolument incrédule en lisant des constructeurs affirmant que telles grosses pompes pour H = 3 mètres donnent $\omega_1 = 0,650$, rien de plus, rien de moins. Nous croyons plutôt que ce chiffre est sorti de leur plume par conviction seulement !

Et nous sommes d'autant plus sceptiques, que l'eau entre et sort de ces pompes, avec une vitesse moindre que $2^m,600$ et que les turbines sont excessivement lourdes !

(*j*) Conclusions générales.

Tout ce que nous avons dit dans ce paragraphe 50 se rapporte

surtout aux pompes du type figures 27,28 qui ont des turbines minima à tous les points de vue ; mais il y a des lois générales convenant à toutes les pompes.

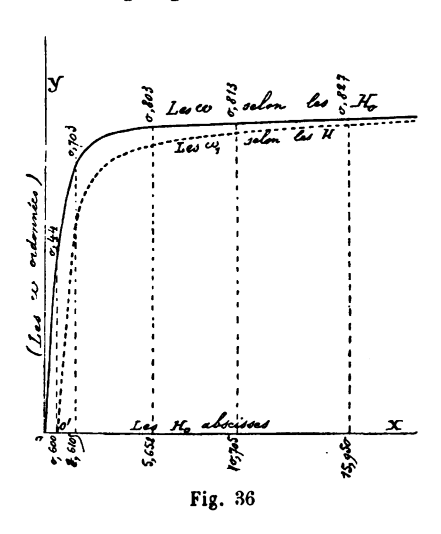


Fig. 36

Evidemment les pompes construites actuellement ne pourront réaliser les rendements maxima (parag. 50-*i*), mais il est vrai de dire que chaque système aura un maximum de rendement pour une certaine vitesse *w* qui ne sera peut-être pas $2^m,500$, tout en ne s'en éloignant guère.

Les constructeurs pourront d'ailleurs fixer sur le papier, par des graphiques et par le calcul, toutes les conditions techniques de leurs pompes, en suivant les enseignements de ce paragraphe 50.

(*k*) Dans la pratique le rendement maximum ne sera pas toujours réalisable.

En pratique, pour certains cas, on ne voudra peut-être pas profiter du rendement (ω_1) maximum, surtout pour les grosses pompes.

En effet celui-ci exige une vitesse à l'eau de ($2^m,500 = w$), mais pour les fortes pompes elle peut être notablement dépassée (tableau parag. 48).

Or le rendement de la pompe n° 10 qui aurait au maximum $\omega_1 = 0,789$ pour $w = 2^m,600$, n'aurait qu'un rendement de $0,732$ pour $w = 4^m429$, soit $\frac{732}{789} = 6,5\%$ de moins de rendement.

Mais d'autre part, le débit pour la première vitesse ne serait que $8^m,168$ tandis que pour la seconde il vaut $13^m,914$; soit 70% de plus !

Donc, évidemment il y aura des cas où il sera plus avantageux de se contenter d'un rendement faible avec un débit maximum, que d'un rendement maximum avec un débit faible.

Ce sera notamment le cas des irrigations culturales où pour des conditions locales, il sera préférable de forcer le débit la journée pour ne pas tourner la nuit.

Toutefois on devra être guidé en cela, par la considération des dépenses ramenées au mètre cube d'eau montée. C'est même d'après cette considération pécuniaire que l'on devra régler la vitesse de la turbine et le temps total de marche, pour élever un volume d'eau donné, afin que le mètre cube revienne à un prix minimum.

Cette manière logique d'opérer tenant compte de tout, non seulement des éléments techniques, mais encore des dépenses des chaudières, de celles du personnel de l'usine et des champs, etc.... pourra fort bien conduire à une marche de la pompe qui ne sera pas à dessein, celle du rendement ω_1 maximum.

(2ᵉ Cas).

COMMENT VARIENT LES ÉLÉMENTS TECHNIQUES A UNE INSTALLATION DONNANT UN DÉBIT Q CONSTANT MAIS LES HAUTEURS H D'ÉLÉVATION ÉTANT VARIABLES.

51. — *Calculs complets et tableau des résultats pour quatre valeurs différentes de* H.

La question ainsi posée montre qu'en ce cas w est constante et que H_0 sera variable.

Effectuons donc les calculs de toutes les conditions techniques comme précédemment pour le paragraphe 50.

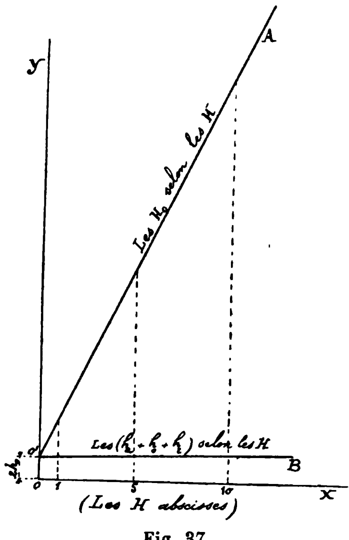


Fig. 37

Nous choisirons la pompe n° 6 du paragraphe 48 et prendrons comme donnée $Q = 685^{l},927$ pour $w = 9^{m},426$ et $h_0 = 0^{m},300$. Et admettons pour H les valeurs : 0, 1, 5 et 10 mètres.

Nous avons obtenu les résultats du tableau suivant qui va fournir à son tour le graphique (fig. 37).

POUR	H = o	H = 1m	H = 5m	H = 10m
h_0 = . . .	0,300	0,300	0,300	0,300
w	2,426	2,426	2,426	2,426
H_0 = . . .	0,600	1,6105	5,6525	10,705
V	2,426	5,621	10,531	14,492
n	49,20	124 t,2	232,8	319,8
Q	685 lit.927	685 lit,927	685 lit. 927	685 lit. 927
Produit Q h_0 . .	206	206	206	206
Travail Q H_0 = .	412	1104	3877,2	»
d° T_u . . .	0	685,927	3429,63	6859,27
d° T_p =. .	412	418	447,567	483,58
d° T_i . . .	11,0	29	103	195,96
d° T_f . . .	0,06	23	151	392,20
d° T'_i . . .	40	107,5	377	713,93
Force F	190	225	429	598
Travail T'_f . . .	1,210	3,51	12,54	26,55
d° T''_f . .	0,605	1,755	6k,27	13,775
d° T_m . . .	465	1268,73	4527	8685k,29
$T_u + Q h_0$.	206	892	3635,6	7065,27
ω	0,44	0,803	0,803	0,813
ω_1	0	0,757	0,757	0,789

Remarque. — Pour bien comprendre ce tableau, il faut se rappeler que pour $H = o$, il vient $h_a = h_o$ tandis que $h_r = o$. En effet, bien que la tuyauterie d'aspiration soit nulle, il n'en reste pas moins les deux angles droits que l'eau subit avant d'entrer dans les ouïes, puisqu'il s'agit de pompes conformes à la figure 27.

Par conséquent T_p vaudra $2\ Q\ h_o$.

Conséquences tirées des résultats.

(*a*). — LES LOIS LIANT ENTRE ELLES LES H, H_0 ET (H_o — H) SONT DES DROITES. — ORIGINE DE CES LOIS.

Rappelons que w et Q sont deux constantes pour H variable et conséquemment H_o ainsi que H_o — H.

On sait aussi que $(H_o - H) = h_a + h_o + h_r$.

Or, en construisant un graphique (fig. 37) où les H seront abscisses avec les valeurs trouvées précédemment, on obtient exactement deux droites, l'une O' A qui limite les H_o, l'autre O' B limitant les $(H_o - H)$.

Concluons donc :

Les lois régissant les éléments techniques H, H_o *et* $(h_o\ h_a\ h_r)$ *sont des droites.*

Quant à l'origine de ces lois il est clair qu'elle ne peut être en *o*, point de rencontre des axes O X est OY.

En effet, pour le cas extrême de $H = O$, il existe encore une valeur réelle de H_o qui est [1] $H_o = 2\ h_o$. Or $(H_o - H)$ est aussi égal à $2\ h_o$, puisque $H = o$, donc les deux lois O' A et O' B ont la même origine qui se trouve au-dessus de l'axe des x à une distance $O O' = 2\ h_o$.

Ce qui vient d'être dit est bien important et rendra de grands services en pratique, car il ne sera pas nécessaire de calculer, pour chaque cas, les valeurs de H_o et $(H_o - H)$, un seul cas sera suffisant pour que tous les autres soient connus par une épure (fig. 37).

Par curiosité, voyons ce que seront les lois des H et $(H_o - H)$ par rapport aux H_o prises comme abscisses.

En portant les valeurs du tableau nous obtenons encore deux droites *a* A et *b* B (fig. 38).

L'origine de ces lois n'est plus la même comme précédemment. Celle des H est en *a* sur la ligne des X à une distance $o\ a = 2\ h_o$, car lorsque $H = O$ on a déjà $H_o = 2\ h_o$.

L'origine de la loi des $(h_a + h_o + h_r)$ est en *b* à une même distance de l'axe des X que de celui des Y, laquelle égale $2\ h_o$.

1. S'il s'agit d'une turbine à une ouïe, la valeur ne serait que h_0 de la turbine car h_0 de la conduite d'aspiration n'existe plus.

En effet, pour $H_0 = o$ il est clair que $(H_a + h_o + h_r) = o$. C'est-à-dire que la pompe est au repos, et que la première valeur des pertes de charge avec $H = o$ pour le débit Q est 2 h_o, ainsi que $H_o = 2\ h_o$.

(*b*) Loi des travaux T_m en fonction des H_o.

Selon l'énoncé de cette question, nous prenons les H_o comme abscisses.

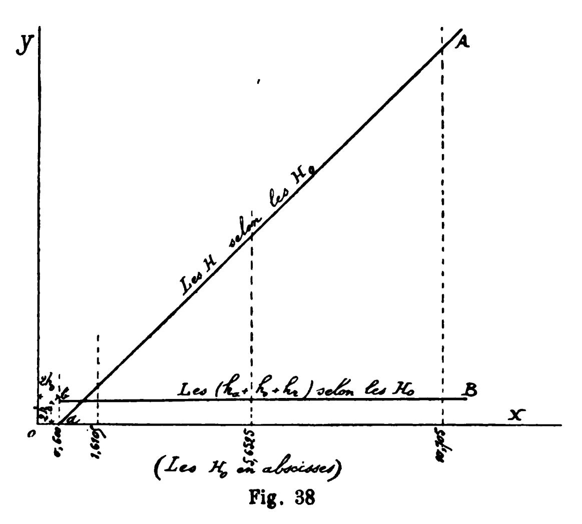


Fig. 38

En traçant comme précédemment, un graphique (fig. 39) des T_m selon ces H_o, nous obtenons encore exactement une ligne droite passant en *o*. Ainsi, cela confirme ce que nous avons dit paragraphe 50-*c*. Concluons donc que la loi des T_m selon les H_o est une droite.

(*c*). Origine de cette loi. — valeur de T_m pour $H = o$.

L'origine réelle de la loi ne saurait être en *o* où se coupent l'axe des X et celui des Y, puisque pour $H_o = o$, $T_m = o$. Cette

origine doit donc correspondre à la première valeur réelle de T_m lorsque le débit Q est atteint, puisqu'il est la donnée fixe de la question. Alors il se trouvera en O' sur l'ordonnée de la première valeur de H_o qui est égale à $2\,h_o$ pour $H = o$; et l'on sait qu'en ce cas :

$$T_m = [T_p + T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f]$$

ou

$$T_m = [Q \times 2\,h_o + T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f]$$

Ajoutons que l'origine géométrique des T_m est en O bien que son point de départ, pour (Q donné) soit en O'.

(*d*) Figuration de la loi des T_u sur le graphique en fonction des H_o et des H. — Origine des T_u et des H.

Puisque pour $H = o$, on a déjà $H_o = 2\,h_o$, il est donc évident que l'origine des H, à compter en abscisses, sera le point O'. Conséquemment aussi ce point sera l'origine de la loi des T_u ou O' B, puisque cette dernière est naturellement une droite selon les H.

Donc rien de plus simple pour figurer cette loi sur le graphique des T_m et autres.

(*e*) Loi des (T_n) ou de tous les travaux nuisibles réunis.— Son origine.

L'origine de cette loi sera située évidemment sur l'ordonnée des H_o lorsque $H = o$, et l'on sait qu'en ce cas $H_o = 2\,h_o$. Si on remarque d'autre part qu'alors tous les travaux sont nuisibles, puisqu'il n'y a pas d'effet utile (H étant égale à *o*), il est clair qu'on aura :

$$T_m = T_n = (T_p + T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f)$$

Donc l'origine des T_n est en O'' et se confond avec celle des T_m figurés par O'' A.

Cela établi, nous avons porté en ordonnées les valeurs de T_n et avons encore trouvé la ligne O'' C, exactement droite. Il faut donc conclure que la loi des T_n, selon les H_o, est une droite.

(Ceci confirme ce qui a été dit paragraphe 50-*c*).

(*f*) LOIS DES RENDEMENTS TECHNIQUES ET INDUSTRIELS MAXIMA. — LEURS ORIGINES. — VALEURS RÉELLES — RENDEMENTS POUR $H = o$.

Traçons la courbe des rendements techniques et industriels (parag. 49) avec les résultats du tableau précédent. Nous obtenons deux courbes d'une forme parabolique O E pour les rendements ω et O'' G pour les ω_1.

L'origine de la courbe O E sera bien en *o* car la formule,

$$\omega = \frac{T_u + Q h_o}{T_m}$$

montre que pour $H = o$, il reste $\omega = \frac{Q h_o}{T_m}$

ou

$$\omega = \frac{Q\, h_o}{2\, Q\, h_o + T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f}$$

C'est-à-dire que (ω) a déjà une valeur *o'a* (fig. 39).

Mais celle de la loi des (ω_1) sera en *o'*, en effet, sa valeur: $\omega_1 = \frac{T_u}{T_m}$ devient nulle pour $H = o$, mais en ce moment on a déjà $H_o = 2 h_o$.

Les deux courbes de ces rendements ω et ω_1 montrent ce qui suit

1° *Les rendements* ω *et* ω_1 *vont en augmentant avec* H ;

2° *Ils augmentent très rapidement depuis* H = o *à* H = 5 *mètres.*

3° *Passé cela, ils croissent beaucoup moins rapidement et peuvent atteindre les valeurs* 0,789 *à* 10 *mètres et* 0,12 *à* 15 *mètres.*

4° *Les rendements* ω *et* $\overline{\omega}_1$ *vont en se rapprochant de valeur au fur et à mesure que* H *augmente.*

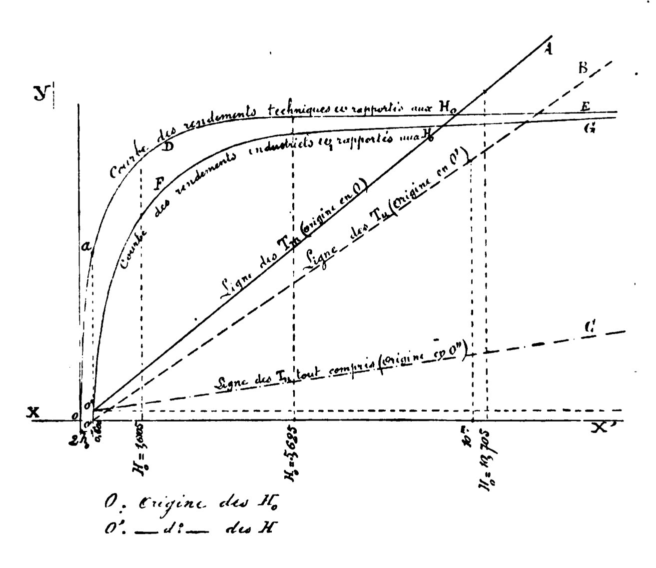


Fig. 39

Ces conclusions nous conduisent à dire que les pompes centrifuges pourront devenir, en tous les cas, de la meilleure application industrielle, si les constructeurs observent bien notre idée des turbines minima, car les rendements ci-dessus sont très convenables et ne peuvent pas même être atteints par les pompes à piston.

Remarque. — Pour le cas de H = *o*, le rendement industriel disparaît naturellement, mais il existe le rendement technique ω qui peut atteindre au maximum d'après le tableau, la valeur 0,44.

Cela fournit l'équation :

$$\omega = 0{,}44 = \frac{Q\, h_o}{2\, Q\, h_o + (T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f)}$$

formule bien intéressante car dans une application Q et h_o étant des données, elle permettra de connaître la somme

$$(T_i + T_f + T'_i + T'_f + T''_f).$$

Ceci trouvé, on pourra avec ces seuls renseignements établir le graphique complet (fig. 39) grâce aux lois précédentes. On connaîtra ainsi, sans calculs, toutes les conditions techniques de l'installation pour n'importe quelle hauteur H.

Et cela fait voir toute l'importance scientifique qu'il y a, à employer et à distinguer le rendement technique (expression [1] nouvelle) du rendement industriel.

(*g*) Conclusions. — Notre théorie est générale.

Nous avons à conclure que tout ce qui précéde dans ce paragraphe 51 revient absolument à ce que nous avons trouvé et dit au paragraphe 50.

Or puisqu'il s'agit de deux cas différents et que notre théorie conduit aux mêmes lois, régissant les éléments techniques pour l'un et l'autre cas, ce qui devait être d'ailleurs, cela prouve que notre théorie est juste et générale.

Donc toute la question des pompes centrifuges se résume en quelques lois et règles d'ailleurs très faciles à se remémorer (parag. 50-51).

Nous terminerons en renvoyant le lecteur au paragraphe 50-*k* où ce que nous avons dit est applicable ici.

1. Nous pensons être le premier à employer cette expression; voir *Bulletin* A et M, décembre 1894 (parag. 23).

CHAPITRE VIII

Dépressions et vides aux ouïes des turbines. — Limites des hauteurs d'aspiration et de refoulement de nos pompes centrifuges avec turbines à 2 ouïes réduites (type parag. 31 à 34) (fig. 27, 28).

52. — *Considérations théoriques et pratiques sur les vides ou dépressions aux ouïes. — Lois. — Tableau de la valeur absolue des dépressions.*

Nous avons déjà reconnu que c'est grâce à la dépression centrale, ou si l'on aime mieux au vide relatif existant aux ouïes de la turbine, conséquence de la force centrifuge sur le liquide, qu'est occasionnée, l'entrée de ce liquide dans ces ouïes sous une poussée due à la pression atmosphérique A_t.

Et nous avons expliqué aussi que le vide absolu ne pouvait exister, mais que partout dans le plan des ouïes il existait une certaine pression variable (absolue) p due à la force centrifuge, et dont les valeurs vont en augmentant jusqu'à la circonférence des ouïes, pour atteindre leur maximum qui est $p = m V_1^2 r_1$ (parag. 7).

Ainsi donc, le plus petit vide absolu, dans le plan d'une ouïe, existe à sa circonférence et le plus fort autour de l'arbre de la turbine (fig. 5), ou à son centre, selon la forme de cet organe (fig. 29).

En désignant par v la vitesse réelle de rotation à la circonférence des ouïes on a $v^2 = V_1^2 r_1$:

d'où :

$$p = \frac{m\,v^2}{r_1}$$

Or en vertu de ce qui a été dit à la fin du paragraphe 7 on peut aussi écrire sa *valeur en colonne d'eau par unité de section* :

$$p = \frac{v^2}{2g} \qquad (42)$$

Concluons donc : *Le plus petit vide absolu existant dans une ouïe a une tension absolue réelle égale au quotient du carré de la vitesse tangentielle à l'ouïe divisée par* 2 g.

Ainsi la plus petite dépression est proportionnelle au carré de v ; d'où les lois liant les p aux w^2 et aux $r_1{}^2$ sont des paraboles ayant leur origine au centre même de la turbine.

En remarquant que $v^2 = \frac{V^2}{R^2} \times r_1{}^2$ il vient.

$$p = \frac{\delta\ V^2\, r_1^2}{2\,g\,R^2}$$

Et en remplaçant V^2 par $2g\,H_0$ on obtient:

$$p = \frac{\delta\, 2g\, H_0 \times r_1^2}{2\,g\,R^2} = \frac{r_1^2}{R^2}\ H_0\ \delta \qquad (43)$$

Or pour une turbine existante le rapport $\frac{r_1{}^2}{R^2}$ est une constante il s'ensuit donc ces règles générales très remarquables :

1° *Les plus petits vides pouvant exister aux ouïes d'une pompe centrifuge sont directement proportionnels à* H_0.

2° *Conséquemment, plus une pompe montera haut son liquide, plus elle devra être près du niveau d'aspiration.* (*Voir aussi parag.* 54).

De la formule $p = \frac{v^2}{2g}$ il résulte encore cette remarque : *de deux pompes centrifuges ayant même débit et même tuyau, avec des turbines différentes, celle qui tournera moins vite aspirera le mieux.*

Pour mieux fixer les idées sur les plus petits vides absolus possibles, estimons les valeurs des tensions absolues (p) pour nos turbines théoriques minima (parag. 31 à 34), et pour les valeurs de H_o du tableau (parag. 48).

Disons d'abord que pour toutes nos turbines en question, le rapport $\frac{r_1^2}{R^2} = 0,25$ valeur fixe ; cela donne :

$$p = 0,25\ H_o = \frac{H_o}{4} \qquad (44)$$

Voici un tableau des résultats obtenus :

Diamètre tuyaux	$\frac{r_1^2}{R^2}$	H_o	p (en colonne) d'eau	Diamètre tuyaux	$\frac{r_1^2}{R^2}$	H_o	p (en colonne) d'eau
0,100	0,25	10,205	2m,551	0,800	0,25	10,905	2m,726
0,200	0,25	10,305	2 ,576	0,900	0,25	11,005	2 ,751
0,300	0,25	10,405	2 ,061	1,000	0,25	11,105	2 ,776
0,400	0,25	10,505	2 ,626	1,130	0,25	11,235	2 ,808
0,500	0,25	10,605	2 ,651	1,200	0,25	11,305	2 ,826
0,600	0,25	10,705	2 ,676	1,500	0,25	11,605	2 ,901
0,700	0,25	10,805	2 ,701	1,800	0,25	11,905	2 ,976
				2,000	0,25	12,105	3 ,026

Remarque. — Nous dirons, par anticipation, que la loi qui lie les p aux diamètres des tuyaux est une droite (voir parag. 54-I).

53. — *Limites théoriques d'aspiration. — Formules théoriques.*

Nous avons vu (parag. 8) que les résistances à l'aspiration sont (fig. 5) :

1° La hauteur e.

2° Les pertes de charge h_a.

3° La plus petite dépression dont la tension absolue est p ; et nous venons d'étudier que $p = \frac{v^2}{2g} = \frac{H_o}{4}$.

4° la résistance d'entrée dans la turbine et qui est $x = h_o$.

Or ces résistances étant vaincues par la pression atmosphérique, grâce à l'aide de la force centrifuge, et cette pression atmosphérique ayant encore sur elles un excès h_o (parag. 7, 8), on peut écrire dans un sens théorique :

$$A_t - (e + h_a + p)\ h_o$$

$$A_t - \left(e + h_a + \frac{v^2}{2g}\right) = h_o$$

C'est-à-dire que pour h_o donnée, la plus grande hauteur en colonne d'eau que pourra atteindre la somme des quantités.

$$\left(e + h_a + \frac{v^2}{2g}\right) \text{ sera } (A_t - H_o)$$

(Se rappeler que v est la vitesse tangentielle à la circonférence des ouïes).

Or théoriquement on peut écrire :

$$10^m{,}330 - \left(e + h_a + \frac{v^2}{2g}\right) = h_o$$

Mais en pratique il n'en sera pas ainsi car l'influence de A_t

est fortement atténuée par les rentrées d'air qui se font un peu de partout, puis il faut tenir compte des variations barométriques, de sorte que nous devons admettre pour A_t la valeur réduite [1] 8 mètres ; d'où

$$8 \text{ m.} - \left(e + h_a + \frac{v^2}{2g}\right) = h_o$$

On en tire :

$$e = 8 \text{ m.} - \left(h_a + \frac{v^2}{2g} + h_o\right) \qquad (45)$$

Ce qui est la formule fondamentale donnant la limite pratique de la hauteur d'aspiration.

Si on y remplace $\frac{v^2}{2g}$ par sa valeur en fonction de H_o il vient :

$$e = 8 \text{ m.} - \left(h_a + \frac{r_1^2}{R} \times H_o + h_o\right)$$

Cela confirme clairement la deuxième loi précédente car on voit que e est inversement proportionnel à H_o.

Remarques. I. — Pour $e = o$ ce qui veut dire que le centre de la turbine est au niveau de l'aspiration, il reste $h_a = h_o$ puisqu'il s'agit des pompes du type figures 27, 28 et la formule devient :

$$8 \text{ m.} = \left(2\, h_o + \frac{r_1^2}{R^2} \times H_o\right)$$

1. Certains auteurs admettent 9 mètres mais nous pensons qu'en bonne pratique courante il vaut mieux s'arrêter à 8 mètres. Toutefois si le lecteur veut prendre 9 mètres il devra modifier en conséquence toutes les formules qui vont suivre.

Nous dirons aussi, une fois pour toutes, qu'il s'agit dans notre pensée d'aspirer de l'eau froide et non du liquide chaud ou gazeux.

(Nous conservons les mêmes lettres, bien que des facteurs aient diminué de valeur).

II. — Enfin si avec $e = o$ on a aussi $H = o$, H_o devient $2\ h_o$ et il s'ensuit :

$$8 \text{ m.} = 2\ h_o + \frac{r_1^2}{R^2} \times 2\ h_o = h_o \left(2 + 2 \frac{r_1^2}{R^2}\right) \qquad (46)$$

En ce cas, il n'y a ni aspiration ni refoulement, et la pompe crache au niveau du liquide ou bien est noyée, ce qui revient au même (fig. 7).

---

54. — *Limites pratiques ou industrielles de la hauteur d'aspiration, les pompes ayant leur rendement* ω_1 *maximum. — Conséquences. — Lois.*

Les formules précédentes sont théoriques car elles n'assignent aucune valeur à h_o.

Mais pour la pratique industrielle, nous devons donner une valeur numérique aux limites d'aspiration ou si l'on préfère aux hauteurs e (fig. 5). Et il est évident que nous ferons nos calculs pour le cas de la vitesse de l'eau correspondant au rendement maximum des pompes. Soit $w = 2^m{,}500$ et par suite $h_o = 0^m{,}318$.

Dès lors la formule générale (45) donne

$$e = 8 \text{ m.} - \left(h_a + \frac{r_1^2}{R^2} \times H_o + 0^m{,}318\right)$$

Mais on peut obtenir e sous d'autres formes. En effet pour nos turbines on a $\frac{r_1^2}{R^2} = 0^m{,}25$ et l'on sait que

$$H_o = e + e' + h_a + h_o + h_r$$

Donc en remplaçant il viendra :

$$e = 8 \text{ m.} - (h_a + 0{,}25\, e + 0{,}25\, e' + 0{,}25\, h_a + 0{,}25\, h_o$$
$$+ 0.25\, h_r + 0{,}318)$$

Or d'autre part, h_a, h_r sont fonctions de h_o que l'on peut déterminer, puisque les formes des tuyauteries sont naturellement connues *a priori*.

En effet, h_a représentant les pertes totales dans la tuyauterie de hauteur e : elle sera due aux coudes et parties droites.

Or les coudes, renvois, courbes, ont des pertes qui sont exprimées par le produit d'un coefficient numérique multiplié par $\left(h_o = \frac{w^2}{2g}\right)$; elles seront donc connues (1) ; appelons leur somme A.

Pour la perte de charge totale des parties droites il suffit de remarquer que la somme de leurs longueurs est e ; or (a) étant la perte de charge par mètre, la perte totale vaudra $(a \times e)$.

Mais (2) $a = 2f \times \frac{h_o}{r}$ (voir notre étude sur le frottement des liquides) formules dans laquelle ($f = 0^m{,}00525$) est le coefficient de frottement et r le rayon du tuyau.
donc

$$a = \frac{0{,}0105}{r} \times h_o$$

d'où la perte totale pour les parties droites devient

$$\left(\frac{0{,}0105}{r} \times h_o \times e\right)$$

1. Voir les traités d'hydraulique et les formulaires.
2. Ne pas oublier que si $e = 0$ ou encore $H = 0$ on a toujours $h_a = h_o$.

Et la perte de charge totale pour la tuyauterie d'aspiration sera :

$$h_a = \mathrm{A}\, h_0 + \frac{0{,}0105}{r} \times h_0 \times e$$

Par analogie on obtiendra la valeur de h_r d'où

$$h_r = \mathrm{B}\, h_0 + \frac{0{,}0105}{r} \times h_0 \times e'$$

(A remarquer que A et B n'ont de rapport qu'avec les coudes et changements de direction et non avec les parties droites).

$$e = 8\text{m.} - \Big[1{,}25\,\mathrm{A}\, h_0 + 0{,}25\,\mathrm{B}\, h_0 + 0{,}25\, h_0 + e' \left(0{,}25 + \frac{0{,}25 \times 0{,}0105}{r}\right) h_0 \Big] + 0{,}318 + e \left(\frac{0{,}0105}{r} h_0 + 0{,}25 + \frac{0{,}25 \times 0{,}0105}{r}\right) h_0 \Big]$$

Substituant à h_0 sa valeur industrielle $0^{\text{m}},318$ (celle donnant ω_1 maximum) puis effectuant et réduisant, il vient :

$$e = \frac{8^{\text{m}} - 0{,}3075 - 0{,}3975\,\mathrm{A} - 0{,}0795\,\mathrm{B} - e'\left(0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}\right)}{1{,}25 + \frac{0{,}0116}{r}}$$

Telle est la formule de e pouvant servir dans le cas où e' est une donnée *a priori* ce qui sera d'ailleurs assez fréquent en pratique.

Mais nous pouvons arriver encore à une forme plus générale et plus utile. En effet $e' = \mathrm{H} - e$.

Remplaçons il viendra, après transformations :

$$e = \frac{8^{m} - \left[0{,}3975\,A + 0{,}0795\,B + 0{,}3975 + \left(0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}\right)H\right]}{1 + \frac{0{,}0033}{r}} \quad (47)$$

C'est la forme définitive de la formule qui servira à calculer e pour nos pompes type (fig. 27, 28) à turbines à 2 ouïes réduites.

Conséquences de la formule (47).

I. — Cette expression montre bien que la loi qui lie e aux H est une ligne droite, pour une pompe donnée.

Le maximum de e existera évidemment pour le cas où $H = o$, et pourtant e ne sera pas nulle, elle aura pour expression :

$$e = \frac{8^{m} - [0{,}3975\ A + 0{,}0795\ B + 3975]}{1 + \frac{0{,}0033}{r}}$$

Fig. 40

Cela prouve que même si $H = o$ on peut bien installer une pompe au-dessus du niveau de l'aspiration, d'une hauteur limite

indiquée par cette formule, ce qui serait le cas de la disposition (fig. 40) où la pompe aurait les fonctions de transvaseur de liquide.

II. — Une autre conséquence à tirer de cette formule est la règle suivante : *Toutes les pompes centrifuges homologues dans leurs formes et celles de leurs tuyauteries, et élevant l'eau à une même hauteur* H, *ne pourront pas être installées toutes à la même hauteur* e *au-dessus de l'aspiration.*

En effet, si les coefficients A et B sont les mêmes pour chaque pompe, il n'en est plus de même de *r*.

Et l'on voit que ce sont les grosses pompes qui pourront aspirer de plus haut, ce qui confirme bien encore les lois du paragraphe 53.

---

55. — *Tableau des valeurs limites pratiques de* e *pour* ω_1 *maximum. — Rappel des lois de* (e). *Graphique des* e *selon les* H. *Conséquences du graphique.*

Pour mieux fixer les idées nous allons calculer *e* pour nos pompes et turbines des tableaux paragraphes 31 à 34, type figures 27, 28. On comprend en effet que cette disposition donnera la plus grande valeur industrielle de *e* puisque les tuyauteries d'aspiration sont réduites à leur plus simple expression ainsi que celles du refoulement.

Nous avons consigné les résultats dans le tableau suivant, pour différentes valeurs de H. (Se rappeler ce qui vient d'être dit pour $H = o$.)

Et remarquant que pour ce cas de tuyauteries simplifiées (fig. 27-28) $A = 1$, $B = o$ [1] et que les valeurs $\frac{0,0033}{r}$ peuvent être négligées, on obtient les résultats pratiques suivants :

1. Le coude C (fig. 28) étant très grand on peut négliger son influence sur les pertes de charge.

Nos d'ordre	Diamètres tuyaux 2 R	Diamètres turbines 2 R	Valeurs $\frac{0{,}0083}{r}$	Valeurs $\frac{0{,}0033}{r}$	Valeurs de *e* pour			
					H = 0	H = 5m	H = 10m	H = 15
1	0,100	0,144	0,166	0,00660	7,1570	5,125	3m,045	1,250
2	0,200	0,288	0,083	0,00330	7,1810	5,540	3 , 075	2,200
3	0,300	0,432	0,0555	0,00220	7,1890	5,677	4 , 150	»
4	0,400	0,576	0,0415	0,00165	7,1930	5,747	4 , 290	»
5	0,500	0,720	0,0332	0,00132	7,1950	5,789	4 , 373	»
6	0,600	0,864	0,0276	0,00110	7,1957	5,817	4 , 420	»
7	0,700	1,008	0,0237	0,00094	7,1964	5,836	4 , 468	»
8	0,800	1,152	0,0207	0,00082	7,1971	5,851	4 , 498	»
9	0,900	1,296	0,0184	0,00073	7,1978	5,863	4 , 521	»
10	1,000	1,440	0,0166	0,00066	7,1985	5,872	4 , 539	»
11	1,130	1,626	0,0147	0,00058	7,1992	5,881	4 , 558	»
12	1,200	1,728	0,0138	0,00055	7,1999	5,886	4 , 567	»
13	1,500	2,160	0,0110	0,00044	7,2006	5,900	4 , 595	»
14	1,800	2,592	0,0092	0,00037	7,2013	5,909	4 , 613	»
15	2,000	2,880	0,0083	0,00033	7,2020	5,913	4 , 622	3,326

Nous devons en conclure les lois suivantes à titre de rappel :

1° *Toutes les pompes centrifuges peuvent aspirer très sensiblement à la même hauteur* (e) *pour* H = o *ce qui est le cas de la disposition figure* 40.

2° *La hauteur* e *de la pompe au-dessus de l'aspiration atteint son maximum pour* H = o, *disposition figure* 40 *et va en diminuant au fur et à mesure que* H *augmente pour des dispositions telles que figure* 25.

3° *Pour une même hauteur d'élévation* H, *les grosses pompes aspireront mieux que les petites.*

Mais pour rendre plus renseignants encore les résultats du tableau il faut établir pour chaque pompe un graphique des ré-

sultats *e* en prenant les H comme abscisses. Or cela est d'autant plus facile que la loi qui les lie est une droite.

Nous avons tracé (fig. 41) les lois des pompes n°s 1, 2 et 15 qui ont des tuyaux de 100, 200 et 2.000 de diamètre afin de bien montrer les écarts qui existent pour les valeurs de (*e*).

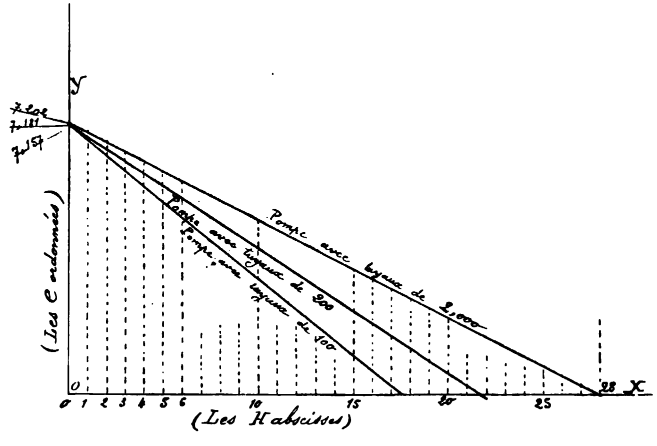


Fig. 41

Cette épure excessivement intéressante montre que pour chaque pompe, il y a une limite de H pour laquelle elle serait obligée d'avoir le centre de sa turbine au niveau de l'eau d'aspiration.

Ce seraient les cas pour les trois pompes en question si elles devaient élever le liquide aux hauteurs respectives de 17^{m},500, 21^{m},600, 27^{m},880.

Et ce que nous venons de voir dans ces paragraphes 54, 55, doit détruire la croyance générale qu'il faut avant tout placé une pompe centrifuge aussi haut que possible, sans le moindre égard pour la valeur de H.

Dans une installation on devra s'inspirer des résultats du tableau et du graphique figure 41 car ils donnent les valeurs de *e* pouvant donner H_1 maximum.

56. — *Hauteurs pratiques maxima* H *auxquelles les pompes centrifuges peuvent élever l'eau tout en ayant leur rendement* ω_1 *maximum.* — *Loi des* H *et des r.*

Pour résoudre algébriquement cette question déjà comprise par le graphique (fig. 41) nous aurons encore recours à la formule (47) exprimant e en fonction de H. On en tire :

$$H = \frac{8^m - 0{,}3975\,A - 0{,}0795\,B - 0{,}3975 - e\left(1 + \frac{0{,}0033}{r}\right)}{0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}} \qquad (48)$$

Cette formule montre clairement que H sera maximum pour $e = o$, c'est-à-dire lorsque le centre de la turbine sera au niveau

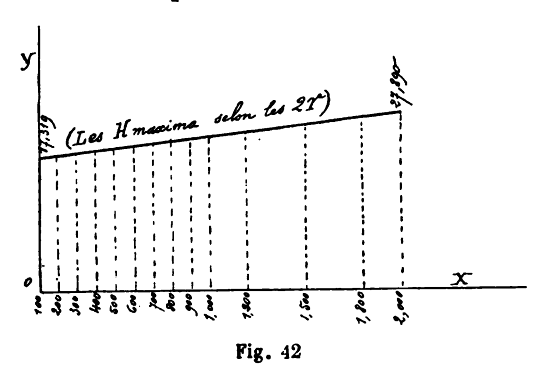


Fig. 42

de l'aspiration ; ce qui est le cas de la disposition (fig. 43). Alors la formule se réduit à :

$$H = \frac{8^m - [0{,}3975 + 0{,}3375 + 0{,}0795\,B]}{0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}}$$

car pour

$$e = o \text{ on a } A = 1$$

C'est l'expression générale permettant de calculer le maximum pratique de H qu'une installation est possible d'atteindre quand déjà $e = o$.

Mais H atteindra le plus grand maximum lorsque la tuyauterie de refoulement sera à sa plus simple expression (fig. 43). En ce cas $B = o$, car le coude étant très grand, sa perte de charge est négligeable, et la formule se réduit encore à :

$$H = \frac{8^m - 0^m,795}{0,25 + \frac{0,0083}{r}} = \frac{7^m,205}{0,25 + \frac{0,0083}{r}}$$

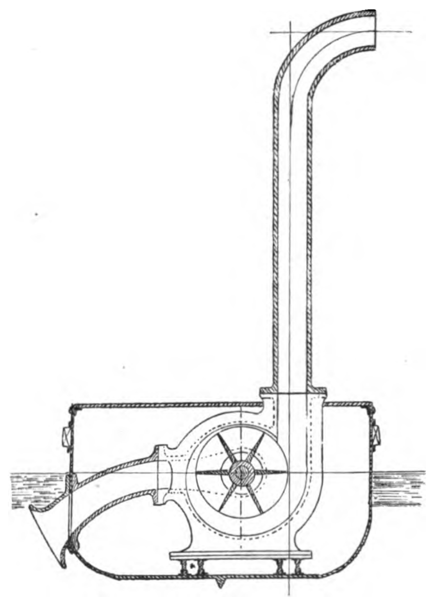


Fig. 43

Cette formule comme celles qui précèdent montre encore, chose bien curieuse, que H et r sont liés entre eux par une droite.

Pour intéresser le lecteur nous donnons un tableau de la valeur de H (form. 48) pour chaque pompe; car cette valeur n'est pas unique pour toutes, comme on l'a déjà reconnu (fig. 41) au paragraphe 55, figure 41.

TUYAUX des pompes	DIAMÈTRE des turbines	VALEURS de H	TUYAUX des pompes	DIAMÈTRE des turbines	VALEURS de H
100	1,144	17,320	900	1,296	21,768
200	0,288	17,877	1.000	1,440	22,324
300	0,432	18,422	1.130	1,626	23,046
400	0,576	18,988	1 200	1,728	23,436
500	0,720	19,544	1.500	2,160	25,104
600	0,864	20,100	1 800	2,592	26,772
700	1,008	20,656	2.000	2,880	27,890
800	1,152	21,212			

Et les résultats de ce tableau ont donné le graphique figure 42.

Remarques. I. — Il ne faut pas perdre de vue qu'à ces valeurs maxima de H correspond la condition $e = O$.

II. — En pratique ces H maxima auront rarement lieu d'exister, mais elles seront réalisables.

En ce cas les turbines auront une vitesse énorme, car il faut se rappeler que leur nombre de tours n doit être calculé pour H_0 et non pour H.

III. — Certains constructeurs conseillent de ne pas dépasser 15 mètres et sans doute cette donnée tient compte des pertes de charge c'est-à-dire qu'il faut lire $15^m = H_o$ et non pas $15 = H$.

Cela veut dire que H a une limite, selon eux, passablement inférieure à 15 mètres et qui vaudrait 12 à 13 mètres environ.

Nous sommes persuadé que ces constructeurs renonceront à cette limite trop timide s'ils observent nos formules (45, 47) qui enseignent la véritable hauteur (e) à laquelle on doit placer les pompes.

CHAPITRE IX

Vitesses maxima de l'eau dans les tuyaux d'une pompe centrifuge (type fig. 28) et ses débits maxima (aux points de vue théorique et industriel).

57. — *La plus grande vitesse dans les tuyaux et le plus grand débit théorique possibles à obtenir avec une pompe. — Propulsion des bateaux avec les pompes centrifuges.*

Il faut évidemment entendre le plus grand volume d'eau que l'on pourrait faire passer dans une pompe, mais à ce seul point de vue proprement dit, c'est-à-dire sans la moindre considération du rendement.

Pour résoudre cette question il faut se rappeler que la pression atmosphérique A_t fait monter le liquide dans la tuyauterie d'aspiration et l'introduit dans la turbine (parag. 78).

Donc la plus grande poussée h_o et par suite la plus grande vitesse w que celle-ci pourra communiquer à l'eau correspondra au cas où $H = o$ et. $e = o$ c'est-à-dire quand il n'y aura ni aspiration ni refoulement (fig. 7).

C'est ainsi le cas de la deuxième remarque (parag. 53) où nous avons trouvé la formule 46.

On en tire

$$h_o = \frac{8}{2 + 2\frac{r_2^2}{R}} \qquad (49)$$

Or pour nos turbines minima (parag. 31 à 34) on a

$$\frac{r_1^2}{R^2} = 0.25, \text{ d'où } h_o = \frac{8}{2,50} = 3^m,200$$

Il s'ensuit $w = 7^m,923$.

Concluons donc : la vitesse maximum que l'eau puisse atteindre dans les tuyaux d'une pompe centrifuge est $w = 7^m,923$ pour $h_o = 3^m,550$.

Conséquemment le plus grand débit qui puisse passer dans les tuyaux est $Q = S \times 7^m,923$.

Remarque. — Cela explique ce que nous avions avancé (parag. 30) au sujet de la réaction sur la sortie d'eau d'une pompe centrifuge. Ainsi la plus grande vitesse de sortie que l'on puisse donner à une colonne d'eau horizontale avec un tel appareil n'est que de $7^m,923 = w$.

En admettant théoriquement qu'un bateau poussé par la réaction de cette colonne ait cette même vitesse, il filerait $\frac{7^m,933 \times 3600}{1852^m} = 15,4$ nœuds à l'heure.

En pratique il y aura à réduire notablement sur ce résultat.

Par conséquent nous sommes autorisé à dire que la propulsion par réaction directe du liquide sortant *d'une pompe centrifuge* peut parfaitement être obtenue pour les petites vitesses, mais qu'elle ne serait pas convenable pour les grandes vitesses au-dessus de 12 nœuds.

Toutefois selon nous, la propulsion des navires à grande vitesse sera obtenue à l'avenir par des pompes centrifuges énormes combinées à un dispositif spécial augmentant la réaction du liquide sortant sans que les pompes y soient les seules intéressées, et tout en utilisant le rendement maximum de ces dernières. Cela procurera un meilleur rendement que l'hélice, en tout cas ; mais beaucoup meilleur pour les bateaux à grande vitesse [1].

1. Nous avons breveté un dispositif en janvier 1894. — Brevet n° 241.410 dont la description se trouve chez MM. E. Bernard et Cie, éditeurs.

58. — *La plus grande vitesse dans les tuyaux et le plus grand débit possibles à obtenir avec une pompe aspirant de haut, sans égard au rendement.*

Admettons comme toujours une pompe de formes (fig. 27, 28) et supposons-la installée avec ses tuyauteries. On doit lui appliquer la formule 45
d'où

$$h_o = 8^m - (e + h_a + 0,25\ H_o)$$

Or

$$H_o = e + e + h_a + h_o + h_r$$

et d'autre part, h_a et h_r sont des fonctions de h_o que l'on peut déterminer puisque les formes et positions des tuyauteries sont connues.

Nous avons vu (parag. 54) que $h_a = A h_o + \frac{0,0105}{r} h_o e$

et

$$h_r = B\ h_o + \frac{0,0105}{r} h_o e'$$

En remplaçant il vient :

$$h_o = 8^m - (e + A h_o + \frac{0,0105}{r} h_o e + 0,25 e + 0,25 e' +$$

$$+ 0,25\ A\ h_o + \frac{0,25 \times 0,0105}{r} h_o + e + 0,25\ h_o$$

$$+ 0,25\ B\ h_o + \frac{0,25 \times 0,0105}{r} h_o\ e')$$

En effectuant et réduisant, il vient :

$$h_o = \frac{8 - [e + 0,25\ (e + e')]}{1,25 + 1,25\ A + 0,25\ B + \frac{0,0365}{r}\ e + \frac{0,026}{r}\ H}$$

Et remplaçant e' par sa valeur $(H - e)$

$$h_o = \frac{8^m - e - 0,25\ H}{1,25 + 1,25\ A + 0,25\ B + \frac{0,0105}{r}\ e + \frac{0,026}{r}\ H} \qquad (50)$$

Telle est la formule générale de h_o pour une application quelconque. Elle est très remarquable car elle montre bien que h_o due à la pression atmosphérique, dépend à la fois de e et de H. On en tirera les valeurs de h_o et de Q.

Ainsi pour que h_o, et conséquemment w ainsi que le débit Q soient grands, pour H donnée, il faut que e soit petite ; autrement dit, plus la pompe sera basse et plus elle pourra débiter.

En supposant $e = o$, $H = o$ on retombe sur la formule 49.

---

59. — *Débit maximum industriel d'une pompe centrifuge donnant le meilleur rendement* ω_1.

Ce qui vient d'être dit au sujet des débits est à la fois général et théorique.

Mais au point de vue industriel où l'on doit absolument tenir compte des rendements, on conçoit que le débit maximum correspondant au meilleur rendement ω_1 aura lieu pour le cas où $w = 2^m,500$, ce que nous avons déjà reconnu (parag. 50).

Conséquemment : $Q = S \times 2^m,500$.

---

60. — *Conclusions à l'étude des débits.*

Nous ferons observer que l'on peut en tout cas et sans difficultés calculer exactement le débit que donnera une installation par l'une des formules (47, 48), selon le cas, pourvu que l'on estime convenablement les coefficients A et B.

Et s'il s'agit du débit donnant le rendement ω_1 maximum, la question est on ne peut plus simple puisque $w = 2^m,500$.

Ainsi, grâce à notre théorie, nous possédons des formules simples liant les éléments techniques d'une installation contrairement à des écrits, déjà anciens d'ailleurs, disant qu'il ne saurait en exister.

CHAPITRE X

Quelques lois intéressantes concernant les pompes centrifuges.

Questions diverses

61.— *Loi de variation des débits* Q *en fonction des charges d'écoulement* h_0 *puis des* H_0, *d'une pompe élevant l'eau à une hauteur fixe* H.

Pour une pompe en marche, la vitesse tangentielle à sa turbine est $V = \sqrt{2\,gH_0}$ et le débit s'effectue par les tuyaux de section S avec une vitesse $w = \sqrt{2\,gh_0}$, telle que :

$$Q = S\ \sqrt{2gh_0}$$

Donc $Q^2 = 2\,g\,S^2 \times h_0$. Or, $2\,g\,S^2$ étant un facteur constant, on doit conclure :

La loi régissant les pressions h_0 *aux débits* Q *est une parabole pour laquelle les débits seront les ordonnées et les pressions* h_0 *les abscisses.*

Quant aux H_0, il en sera de même, puisque H_0 et h_0 sont liées ensemble par des droites, les H étant abscisses [1] (Voir parag. 51-*a*).

1. Voir *Bulletins* A et M, octobre 1894, parag. 28 et décembre, parag. 18.

Donc la loi régissant les débits Q aux H_0 est aussi une parabole ayant les H_0 pour abscisses.

---

62. — *Loi de variation des vitesses tangentielles et des nombres de tours* n *d'une turbine en fonction des* H_0 *et des* h_0 (*le volume* Q *étant constant et* H *variable ; ou réciproquement* H *étant fixe et* Q *variable*).

Il est à peine besoin de faire observer que la loi qui lie V aux H_0 est une parabole, cela ressort de la formule même :

$$V = \sqrt{2g\,H_0}$$

Voyons maintenant pour V et h_0.
On a aussi :

$$V = \sqrt{2g\,[H + h_a + h_0 + h_r]}$$

d'où :

$$V^2 = 2g\,H + 2g\,(h_a + h_0 + h_r)$$

Or, h_a, h_r sont des fonctions de h_0 telles qu'on peut parfaitement écrire :

$$h_a = (A + a)\,h_0$$
$$h_r = (B + b)\,h_0$$

Voir d'ailleurs (paragraphe 53) précédent, donc on peut écrire :

$$V^2 = 2g\,H + 2g\,((A + a) + (B + b) + 1)\,h_0)$$

Or, $2gH$, ainsi que $2g[(A+a)+(B+b)+1]$ étant des constantes pour chaque pompe, il est clair qu'on a encore ici l'équation d'une parabole.

La loi qui régit les vitesses tangentielles V *à la turbine aux* h_o *est donc aussi une parabole où les* V *sont les ordonnées et* h_o *les abscisses.*

Toutefois le sommet de la courbe ne sera pas sur l'axe des X il se trouvera sur l'axe des Y à une distance verticale égale à $2gH$.

Remarque. — Le nombre de tours étant un diviseur de V, il est évident que leur loi par rapport à H_o est la même que celle de V.

---

63. — *Loi de variation des vitesses tangentielles* V *et des nombres de tours* n *d'une turbine, la pompe ayant un débit constant* Q, *la hauteur* e *au-dessus de l'aspiration étant aussi constante, mais la colonne de refoulement* e' *variant.*

Ainsi e', H_o et H varient, mais e et h_o restent fixes.

Il s'agit d'un cas particulier de la question générale précédente, mais il nécessite des développements.

On a :

$$V^2 = 2g\left[e + e' + h_a + h_o + h_r\right]$$

Or, e, h_a, h_o étant des constantes dans la question, en les séparant, il vient :

$$V^2 = 2g\left[e + h_a + h_o\right] + 2g\left(e' + h_r\right)$$

En faisant le premier terme du second membre égal à K, il vient :

$$V^2 = K + 2g\,(e + h_r)$$

Mais nous savons que h_o est fonction de h_o et qu'on peut écrire (parag. 54) :

$$h_r = Bh_o + \frac{f}{r}\,h_o\,e'$$

d'où :

$$V^2 = K + 2g\,(e'\,Bh_o + \frac{f}{r}\,h_o e')$$

$$V^2 = K + 2g\left(1 + Bh_o + \frac{fh_o}{r}\right) e'$$

C'est encore l'équation d'une parabole, facilement applicable en se rappelant ce que valent K et B.

Donc encore : *La loi régissant les vitesses tangentielles et les hauteurs variables* e' *est une parabole ayant les* e' *pour abscisses et les* V *en ordonnées.*

Toutefois l'origine de la courbe ne sera pas sur l'axe des X, elle en sera éloignée d'une hauteur $K = 2g\,[e + h_a + h_o]$.

Remarque. — Le nombre de tours étant un diviseur de la vitesse V, leur loi par rapport à e' sera la même que celle de V.

---

64. — *Quelques lois non encore énoncées concernant les travaux et rappel d'autres déjà citées.*

Nous avons déjà vu que les T_m (parag. 50, 51) sont liés aux H_o par une droite ; or cela est général.

Maintenant, pour deux valeurs différentes de T_m, on aura donc la suite des rapports :

$$\frac{T_m}{T'_m} = \frac{H_o}{H'_o} = \frac{2gH_o}{2gH'_o} = \frac{V^2}{V'^2}$$

Les travaux moteurs T_m, *pour une pompe donnée, sont donc entre eux comme le carré des vitesses tangentielles à la turbine.*

Or :

$$\frac{V^2}{V'^2} = \frac{w^2}{w'^2}$$

par suite :

$$\frac{T_m}{T'_m} = \frac{w^2}{w'^2}$$

Les travaux moteurs T_m, *pour une pompe donnée, sont aussi entre eux comme le carré des vitesses des débits.*

Enfin, pour les autres lois des travaux divers se reporter aux paragraphes 50, 51.

---

65. — *Pompes conjuguées pour élévation d'eau à de grandes hauteurs. — Rendement d'une installation.*

Nous avons appris aux paragraphes 55, 56 à connaître les hauteurs maxima H d'élévation du liquide.

Or, que faire si la hauteur totale d'élévation L est beaucoup supérieure ou même un multiple de H maximum qu'une pompe puisse donner ?

En ce cas, on pourra superposer deux ou plusieurs pompes de manière que l'inférieure fournisse directement son eau montée à la supérieure qui en fait autant à celle qui la suit au-dessus.

En admettant que toutes les pompes superposées doivent avoir le même rendement ω_1 maximum, il faudra appliquer à chacune d'elles la formule (48) :

$$H = \frac{8^m - 0,3975\,A - 0,0795\,B - 0,3975 - e\left(1 + \frac{0,0033}{r}\right)}{0,25 + \frac{0,0083}{r}}$$

Cela prouve que les pompes devront être dans les mêmes conditions, c'est-à-dire que toutes les valeurs e, e' et $(e + e') = H$ leur seront communes.

Par conséquent, les axes des turbines seront écartés en hauteur d'une distance H.

Et si x est le nombre de pompes, on aura :

$$x\,H = L$$

Mais en pratique, il peut y avoir un inconvénient à éloigner ainsi les pompes en hauteur, car pour que l'installation complète fonctionne sans reproche, au point de vue du rendement et du débit, il est nécessaire que les turbines aient exactement la même vitesse de rotation.

D'ailleurs, il n'est pas toujours possible de placer les pompes par étages; alors, il convient de les fixer côte à côte, sur un même plan, et pour qu'elles aient la même vitesse, on les fait tourner par un arbre unique, lequel est commandé par un moyen quelconque : vapeur, courroie, câble, électricité, etc....

Voici pour (un tel groupe), selon nous, ce qu'il faut raisonner.

La première pompe sera chargée de vaincre les résistances de la tuyauterie d'aspiration de hauteur verticale (e), et celles de la tuyauterie de refoulement jusqu'à l'entrée de la pompe suivante.

En ce cas, $e' = o$, sans que pourtant les résistances de frottement soient nulles, car entre la première et la deuxième pompe

la tuyauterie a un certain développement et est formée de coudes, ce qui donne une valeur à B (form. 48).

La turbine ayant une vitesse V, équilibrera une colonne résistante H_o et sa puissance d'élévation H sera donnée par la formule 48, ou :

$$H = \frac{8_m - \left[0{,}375\,A + 0{,}0795\,B + 0{,}394\,e\left(1 + \frac{0{,}0033}{r}\right)\right]}{0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}}$$

La deuxième pompe n'aura pas de résistance à l'aspiration, c'est-à-dire que $(e = o)$; également $e' = o$, mais elle aura néanmoins une résistance à son refoulement qui se terminera à la pompe suivante, car entre elles la tuyauterie aura aussi un certain développement.

Comme sa turbine a également une vitesse V et équilibre H_o, sa puissance d'élévation H' sera donnée par la formule simplifiée suivante, car $A = 1$:

$$K' = \frac{8^m - [0{,}795 + 0{,}0795]}{0{,}25 + \frac{0{,}0083}{v}}$$

Ce qui prouve que $H' > H$.

La troisième pompe sera exactement dans les mêmes conditions que la deuxième.

Pour la quatrième, on a aussi $e = o$, mais c'est à elle qu'il faut attribuer les résistances des coudes et obstacles de la tuyauterie de refoulement qui a une hauteur e' ce qui donne à B une valeur. Sa turbine tournant à la même vitesse que les autres, elle équilibre aussi H_o et sa puissance d'élévation que nous appellerons H'' sera exprimée par :

$$H'' = \frac{8^m - [0{,}795 + 0{,}0795\,B]}{0{,}25 + \frac{0{,}0083}{r}}$$

Ainsi donc le groupe des pompes sera tel que la hauteur totale d'élévation L devra être égalée par les valeurs successives des puissances d'élévation des pompes, car il est évident qu'elles s'ajoutent, puisqu'elles ne sont autres que des poussées dans le même sens transmises au sein de toute la masse liquide contenue dans les pompes et leurs tuyauteries.

Alors, d'une manière générale nous pouvons écrire :

$$L = H + H' + H' + \dots + H''$$

ou mieux encore :

$$L = H + xH' + H''$$

en désignant par x le nombre de pompes placées, entre la première et la dernière, puisque H' est une valeur commune à toutes ces pompes intermédiaires.

Remarque. — Théoriquement, il n'y a pas de différence entre une installation composée de pompes superposées et une autre où elles sont placées côte à côte sur un même plan horizontal.

Toutefois, en pratique, si l'on était sûr de pouvoir faire marcher les turbines à la même vitesse, la première disposition des pompes superposées serait préférable, car on éviterait beaucoup de coudes dans les tuyauteries, mais en vertu de cette crainte, la deuxième disposition des pompes en série peut être préférable. Toutefois celle-ci exige de l'une à l'autre des coudes courts, ce qui augmente notablement la valeur des pertes de charge h_a et h_r.

Donc la deuxième disposition des pompes sur un même plan doit donner un rendement inférieur à la première.

Quant au rendement général d'une installation donnée, il sera égal à celui particulier des pompes, si on admet que celles-ci aient toutes le même rendement ω_1.

En effet, ω_1, a lieu pour H et est exprimé par :

$$\omega_1 = \frac{QH}{T^m} = \frac{Tu}{T^m}$$

Si (x) est le nombre de pompes, on aura toujours :

$$\omega_1 = \frac{x \times QH}{x \times T^m} = \frac{QL}{x.T_m}$$

---

66. — *Loi pratique de la consommation de combustible d'une installation composée uniquement de générateurs et machines faisant tourner des pompes centrifuges.*

Admettons des pompes ayant un travail variable, c'est-à-dire montant l'eau à des hauteurs H variant chaque jour et même à tout moment [1], car si H était constante, la consommation le serait aussi et la question serait résolue.

Or, nous avons reconnu (parag. 50-51) que les travaux moteurs T_m (complets) étaient directement proportionnels aux H_o (fig. 30, 39).

Or, ce sont les T_m qui causent la dépense de vapeur et conséquemment celle du combustible, il est donc évident que ces dépenses leur seront proportionnelles.

Par suite, si T_m et T'_m sont deux travaux moteurs auxquels correspondent deux dépenses de combustible D et D', celles-ci étant naturellement fonctions des travaux.

On pourra déjà écrire ;

$$D = f(T_m)$$
$$D' = f(T'_m)$$

1. Cela se rencontre en Egypte où le Nil monte et baisse pendant un an de 8,50 chaque année, il varie donc de niveau constamment.

Voir *Bulletin* A et M, de juin 1889, où nous traitons la question pour les grosses pompes à piston.

Or, nous pouvons dire par expérience qu'en pratique la relation de D avec T_m est la même que celle de D' avec T'_m.

(Théoriquement, il y a une légère différence qui provient des pertes de chaleur depuis les générateurs jusqu'à l'entrée des cylindres des machines, mais nous savons, par expérience, que cela est insignifiant et qu'en pratique, on peut admettre ce que nous venons de dire).

Il faut ajouter que cela sera d'autant plus vrai que l'installation sera importante.

Donc industriellement parlant nous pouvons écrire :

$$\frac{D}{D'} = \frac{T_m}{T'_m}$$

Or :

$$\frac{T_m}{T'_m} = \frac{H_o}{H'_o} \text{ (parag. 50-51)}$$

Donc :

$$\frac{D}{D'} = \frac{T_m}{T'_m} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (51)$$

Et cela fait conclure :

La loi des consommations D *de combustible d'une usine élévatoire en fonction des* T_m *ou des* H_o *est une ligne droite, dont l'origine sera celle des* T_m *ou des* H_o.

Une seule expérience de consommation donnant une valeur de D suffira pour tracer le graphique de cette loi car H_o et T_m seront toujours déterminés par le calcul.

Et il sera de la plus grande utilité pour les constructeurs en leur permettant de fixer sur le papier la consommation de combustible pour n'importe quelle valeur de H, en effet, il sera facile de marquer sur l'axe des X (ou les abscisses H_o) la valeur des H en s'inspirant de ce qui a été dit paragraphe 51 figures 37, 38.

67. — *Moyen de tracer un barème d'estimation du combustible.*

Nous venons de voir que l'on peut bien simplement tracer un graphique des consommations D selon les H_o, T_n. et H.

Or ce graphique n'est intéressant que pour les Ingénieurs et les Constructeurs et ne peut rendre de service pratique à l'administration d'une usine hydraulique. Mais on peut en tirer, chose facile, une estimation du combustible pour 1 tour de machine (ou un multiple), que l'on inscrira, une fois pour toutes, sur un registre. On aura ainsi un barème d'estimation de la dépense du combustible dont pourra se servir tout comptable, pour évaluer la consommation des générateurs, pendant un temps donné, après avoir toutefois relevé le nombre de tours sur un compteur, et la hauteur d'élévation moyenne (H) pendant la marche.

Ce sera en tout cas un moyen de contrôle sérieux, du pesage, si on tient quand même à peser le combustible.

Pour avoir une idée complète de cette question des barèmes voir aussi notre étude sur ce sujet au *Bulletin technologique* A et M, de juin 1889.

CHAPITRE XI

68. — *Critique des pompes centrifuges actuelles.*

Nous avons dit à l'introduction de cette étude que les pompes actuelles ont des turbines excessivement diverses de formes.

A l'appui de ce dire, nous donnons page 170, un tableau des dimensions de turbines diverses qui fera voir clairement que les constructeurs ne sont pas guidés par les mêmes idées.

Pour faciliter toutes comparaisons, avec les turbines minima à deux ouïes (parag. 31 à 34) que nous préconisons, nous en avons rappelé les dimensions de deux sur ce tableau.

On voit qu'aucun constructeur ne remplit les conditions de notre théorie qui précède, aussi ont-elles toutes un mauvais rendement : on a vu, en effet, que la meilleure ne dépasse pas 64 %.

On a compris, par tout ce qui précède, les causes de ces mauvais rendements, nous nous bornerons donc à rappeler succinctement qu'elles viennent surtout de ce que les turbines sont trop grandes, par conséquent trop lourdes.

Nous reprochons aussi à certains types les grandes difficultés que l'eau rencontre à son entrée par des conduits plus ou moins spiraloïdaux, comme à sa sortie par des rétrécissements suivis d'agrandissements ou par des éjecteurs. Tous ces dispositifs, selon nous, parfaitement superflus, ne créent que des pertes de charge et diminuent le rendement.

Le lecteur doit envisager maintenant, comme nous-mêmes, la « Pompe Centrifuge » d'une manière simple. Il faut que l'eau arrive à ses ouïes sans obstacle, sans subir des conduits plus ou

NOMS des constructeurs	Diamètre Tuyau — Aspiration	Diamètre des ouïes	Diamètre des turbines	Diamètre Sortie du refoulement	Section d'aspiration	Section du refoulement	Section d'une ouïe y compris l'arbre	Section totale ouverte sur le partour de la turbine	Largeur entre les joues de la turbine (a)	Rapport $\frac{R - r_1}{a}$	Rapport $\frac{2 R}{2 r}$
	$2 r$	$2 r_1$	2 R								
Dumont	155	170	493	155	1^{dc2},88	1^{dc},88	2^{dc},125	4^{dc2},68	46 mm.	3,5	2,53
Dumont	200	202	400	175	3^{dc},14	2,405	3,230	6^{dc},666	60	1,66	2
Guyne	252	220	455	252	4,9876	4,9876	3,8013	»	»	»	1,8
Ruston Proctor . . .	127	148	290	127	1,270	1,270	1,720	2,574	33	2,15	2,28
id.	608	541	1,387	608	29,023	29,033	22,98	41,455	98	4,25	2,28
Guyne	145	146 1/2	375	150	1,66	1,76	1,68	1,70	14 1/2	8,14	2,28
Le numéro (6) de notre série (§ 32-48). . .	200	144	0,288	200	3,14	3,14	1,6286	3,14	34,7	2,075	2
Le numéro (6) de notre série (§ 32-48). .	600	0,432	0^m,864	600	28,264	28,274	14,657	28,274	0,104	2,075	2
Grosse pompe Farcot du Katatbeh (Egypte). .	2^m,100	2^m,100	3 ,800	1^m,600	346,36	201,06	246,36	dc2. 752,22	0,630	1,439	1,80

moins tortueux, sans être propulsée par une hélice [1] c'est-à-dire aussi simplement qu'elle arrive dans un coude droit d'une tuyauterie. La sortie doit être également simple, sans rétrécissement, sans éjecteur, sans un obstacle quelconque. Avec ces idées et celles que nous avons développées pour les turbines minima, on sera conduit à faire des pompes ayant un très grand rendement.

Toutefois nous ne croyons pas que ces appareils étant construits selon *les formes actuelles* (fig. 5, 27, 29) et avec les progrès que nous demandons, dans notre étude, c'est-à-dire avec des turbines minima, ne soient le dernier mot sur la question, pour obtenir l'idéal du rendement ω_1 ; mais nous pensons qu'il faudra adopter d'autres formes de pompes [2].

---

69. — *Manière de trouver le débit d'une installation avec pompe centrifuge au moyen de notre théorie. — Du rendement en volume d'une pompe. — Applications.*

Si tout ce qui précède a été bien compris, le lecteur aura déjà déduit une manière simple de connaître, par le calcul, le débit exact d'une pompe centrifuge quelconque, sans qu'il soit nécessaire de faire des expériences par déversoirs ou des jaugeages directs, pour connaître ce débit.

Nous voyons déjà que H, e, e', $2r$, S et le diamètre 2 R de la turbine sont des données *a priori*, puisque l'installation existe. Puis on connaîtra la vitesse tangentielle V par un compteur de tours, conséquemment H_o puisque $V = \sqrt{2 g H_o}$; cela sera suffisant pour résoudre le problème.

En effet, (h_a) et (h_r) sont déterminables toutes les deux, étant fonctions de h_o (parag. 54) ; on a :

1. Système Maginot.

2. Nous avons breveté en 1894, un dispositif nouveau (Brevet n° 242.323), voir description chez MM. E. Bernard et Cie, éditeurs.

$$h_a = A\,h_o + \frac{0{,}0105}{v}\,h_o\,e$$

$$h_r = B\,h_o + \frac{0{,}0105}{v}\,h_o\,e'$$

A et B étant la somme des coefficients affectant $\left(h^o = \frac{w^2}{2\,g}\right)$ et provenant des coudes, obstacles divers placés sur les tuyauteries d'aspiration et de refoulement.

Nous pouvons donc écrire (parag. 7, 8)

$$H + \left(A h_o + \frac{0{,}0105}{v}\,h_o\,e\right) + h_o + \left(B\,h_o + \frac{0{,}0105}{v}\,h_o\,e'\right) = h_o$$

équation dans laquelle il n'y a que l'inconnue h_o.

Le problème est résolu car $w = \sqrt{2\,g\,h_o}$ et $Q = S\,w$.

Ce sera le débit théorique, c'est-à-dire celui que la pompe pourrait donner. Est-ce à dire qu'il y ait une grande tendance au retour d'eau de la colonne dans les ouïes où existe un certain vide ? — Nous ne le croyons pas si la pompe est en bon état. En effet, la colonne liquide, depuis l'aspiration jusqu'à la sortie au refoulement, ne faisant qu'un ensemble (un bloc si l'on peut dire ainsi), nous ne voyons pas pourquoi des parties d'elle-même se détacheraient du mouvement pour revenir en arrière, puisque la colonne est animée de partout d'une poussée positive (h_o).

Nous avons constaté, en effet, que l'on exagérait beaucoup l'importance du retour d'eau.

Et l'on peut admettre, selon nous, qu'une pompe centrifuge bien entretenue donne vraiment son débit théorique. C'est-à-dire que son rendement en volume est 100 pour 100.

Mais si elle est très mal entretenue et que sa turbine ait trop de jeu latéral, dans le corps de pompe, il est clair qu'elle aura un rendement en volume moindre qui sera, sans doute, inversement proportionnel à la négligence du mécanicien chargé de son entretien.

Application. — *Trouver le débit d'une pompe centrifuge Dumont installée dans les conditions de la figure* 44 *et dont les tuyaux ont* 300 *millimètres de diamètre, la turbine tournant à* 590 *tours par minute, l'eau étant montée de* $10^m = H$.

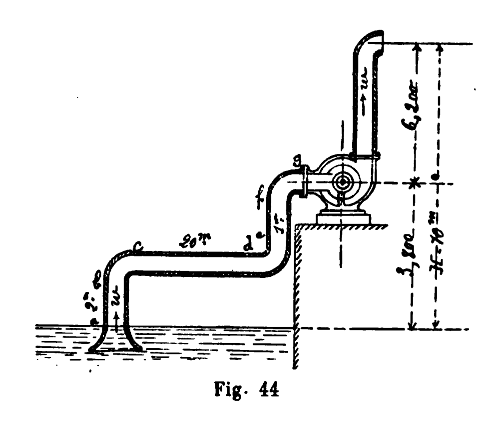


Fig. 44

Un prospectus de M. Dumont donne

$$2\,R = 0^m,550$$

Il s'ensuit

$$V = \frac{590 \times 1,728}{60} = 16^m,992$$

d'où

$$V^2 = 288,718$$

et

$$H_o = 14^m,716$$

Par suite

$$(H_o - H) = h_a + h_o + h_r = 4^m,716$$

Il s'agit à présent d'estimer les valeurs de h_a et h_r.

La tuyauterie d'aspiration figure 44 présentera les résistances successives suivantes :

1° Perte de charge par frottement (1) du liquide dans la partie droite *a b*.

$$k = \left(\frac{0,0105}{v} \times h_o \times 2^m\right) = 0^m,07 \times h_o \times 2 = 0,14\, h_o$$

2° Perte de charge du coude arrondi *b c*.

Il faut appliquer la formule ci-dessous, car nous admettons que le rayon du coude est le double du diamètre des tuyaux :

$$k_1 = \left[0,131 + 1,847\left(\frac{2\,v}{2\,\rho}\right)\frac{7}{2}\right]\frac{\beta}{90^\circ} \times h_o$$

Ici

$$\rho = 0,600, \beta\, 90^\circ ; v = 0,150$$

En remplaçant il vient

$$k_1 = \left[0,131 + 1,847 \times (0,25)^{\frac{7}{2}}\right] \times h_o$$

$$(0,5)^{\frac{7}{2}} = \sqrt[2]{(0.5)^7} = 0,078,125$$

d'où

$$k_1 = 0,2753\, h_o$$

3° Perte de charge par frottement dans la partie droite *c d*. Elle vaudra

$$k_2\, 0^m,06 \times h_o \times 20^m = 1,4 .\, h_o .$$

1. Voir paragraphe 54 pour la valeur du frottement.

4° Perte due au coude *d e*

$$k_3 = 0{,}2753\, h_o$$

5° Perte dans la partie droite *e f*

$$k_4 = 0{,}07 \times h_o \times 1^m = 0{,}07\, h_o$$

6° Perte due au coude *f g*

$$k_5 = 0{,}2753\, h_o$$

7° Pertes dues aux deux coudes droits vifs (*a*) que le liquide subit pour arriver aux ouïes figure 6 et qui vaut h_o ; d'où $k_o = h_o$.

En récapitulant on a

$$h_a = k_1 + k_2 + \ldots\ldots\ k_5$$

$$h_a = (0{,}14 + 0{,}2753 + 1{,}4 + 1{,}4 + 0{,}2753 + 0{,}7 + 0{,}2753 + 1)\, h_o$$

$$h_a = 3{,}4359 \times h_o.$$

Estimons à présent h_r.

Nous voyons sur les prospectus de M. Dumont que ce constructeur rétrécit le passage d'eau à la sortie de ses pompes.

Pour celle qui nous occupe, la tuyauterie d'aspiration à $2\,r = 0{,}300$, $S = 7^{dc^2}\,0215$ tandis qu'à la sortie du corps de pompe il existe :

$$2\,v' = 0{,}250,\ S'\ 4^{dc^2}\ 9087 \ \text{et}\ \frac{S}{S'} = 1{,}43$$

Ainsi la section S' n'est que les 69,9 % de S.

Il ne fait nul doute dans notre esprit que ce rétrécissement crée une forte perte de charge, sans que nous voyions qu'il soit utile d'ailleurs.

C'est donc la première perte qui se présente pour h_r.

La vitesse avec S étant $w = \sqrt{2gh_o}$, pour S' elle sera

$$w' = \sqrt{2gh_o} = \frac{S}{S'} = 1,43\, w = 1,43\, \sqrt{2gh_o}$$

L'augmentation de force vive correspondante étant

$$\frac{\delta\, Q\, w}{g}\,(w'^2 - w^2) = \frac{\delta\, Q\, w}{g} \times 1,0449 \times 2gh_o$$

et le travail supplémentaire obligé vaudra, après réductions :

$$t = 1,0449 \times \delta\, Q\, w \times h_o$$

Or ce travail est égal au produit du débit par la perte de charge (k_5) correspondante ;
d'où

$$k_5 = 1,0440 \times w\, h_o$$

$$k_5 = 1,0449 \times h_o \times \sqrt{2gh_o}$$

$$k_5 = 1,0449 \times \sqrt{19,62} \times h^o \sqrt{h_o}$$

$$k_5 = 4,65\, h_o \sqrt{k_o}$$

La deuxième perte de charge pour h_r est due au frottement de la partie droite lm de $5^m,200$ de longueur.

Elle vaut :

$$h_6 = 0,07 \times h_o \times 5,2 = 0,434\, h_o$$

Enfin il ne reste plus qu'une perte, celle du coude mn qui vaut $k_7 = 0,2753\, h_o$.

En récapitulant il vient :

$$h_r = k_5 + k_6 + k_7$$

$$h_r = 4{,}65\, h_o \sqrt{h_o} + 0{,}433\, h_o + 0{,}2753\, h_o$$

$$h_r = 4{,}65\, h_o \sqrt{h_o} + 0{,}7093\, h_o$$

Reprenons alors l'expression :

$$h_a + h_o + h_r = 4^m{,}716$$

En y remplaçant les termes par leur valeur :

$$3{,}4359\, h_o + h_o + h_o + 0{,}7093\, h_o + 4{,}65\, h_o \sqrt{h_o} = 4{,}716$$

$$4{,}65\, h_o \sqrt{h_o} + 5{,}1452\, h_o = 4{,}716$$

d'où

$$h_o \sqrt{h_o} + 1{,}1064\, h_o = 1{,}014$$

Équation ne pouvant être résolue que par tâtonnements, après avoir attribué à $(h_o \sqrt{h_o})$ une certaine valeur en fonction de h_o. Nous trouvons qu'il faut $h_o \sqrt{h_o} = 0{,}74\, h_o$; d'où

$$h_o = \frac{1{,}014}{1{,}1064 + 0{,}74} = 0^m{,}549$$

On en tire enfin

$$w^2 = 2g\, h_o = 10^m{,}671$$

et

$$w = 3^m{,}281$$

Il s'ensuit que le débit par seconde vaudra

$$Q = 3^m.281 \times 0^{m^2}{,}07.06.86 = 0^{m^3}232$$

Soit par minute $13^{m^3}{,}920$.

Ce résultat correspond parfaitement avec les données pratiques signalées par M. Dumont dans ses prospectus.

Remarques. I. — Cette application est un peu compliquée par la raison du rétrécissement des passages à la sortie de la turbine qui a donné le terme $\sqrt{h_0}$. Mais toutes les pompes n'ont pas cette particularité.

II. — On voit que la vitesse du liquide dans les conditions ci-dessus est énorme et qu'elle ne peut pas conduire à un bon rendement.

III. — Nous avons supposé l'installation (fig. 44) sans clapet de retenue à l'aspiration. Dans le cas où on en mettrait un, le débit serait diminué, car la perte de charge due à ce clapet diminuerait d'autant la valeur de h_0.

Détermination des forces agissant sur l'arbre d'une turbine pour le calcul de cet arbre.

70. — Un arbre de turbine est sollicité par des forces en deux points : 1° au centre du moyeu de la poulie (ou engrenage) de commande où agit la résultante F des efforts moteurs ; 2° au centre du moyeu de la turbine où s'exerce la résultante F' de tous les efforts résistants.

Nous avons appris à calculer le levier (l) de l'effort moteur F agissant sur une poulie en engrenage (parag. 6) ; dès lors on obtiendra la vitesse de rotation W de l'extrémité de ce levier par la relation $W = \frac{VR}{l}$.

Quant à la valeur de F on la déduira de (T_m) qui sera toujours connu avant que l'on fasse les calculs de l'arbre de la pompe.

Il vient :

$$F = \frac{T_m}{W}$$

C'est cette force, pour le cas d'un engrenage, qui fatiguera l'arbre à la fois à la torsion et à la tension. Son moment de torsion sera F l.

S'il s'agit d'une poulie commandée par une courroie (ou un câble) le moment de torsion restera le même, mais l'effort de flexion se trouve fort augmenté car il devient égal à la somme des tensions des brins conducteur et conduit.

Pour connaître, avec assez de précision, la résultante F' de toutes les forces résistantes, laquelle appartient à un couple, il suffit d'admettre que son point d'application se trouve au centre de gravité du trapèze *tuji* (fig. 24).

Appelons (l') son bras de levier qui est alors connu, la vitesse W' de son extrémité aura pour expression $W' = \frac{VR}{l'}$, et par suite on obtiendra la valeur de F' qui est :

$$F' = \frac{T_m}{W'}$$

Les forces F et F' étant déterminées on a tout ce qu'il faut pour calculer les dimensions de l'arbre, car les distances de ses points d'appui (coussinets) sont connues *a priori*.

Conclusions

71. — Nous arrêterons là cette étude qui d'ailleurs est complète. Il ne nous resterait plus, en effet, qu'à étudier la construction des détails, mais cela relève de la « Résistance des Matériaux ».

Nous nous sommes efforcé d'exposer notre nouvelle théorie d'une manière simple, pour que le lecteur en tire de suite un parti ; et nous serons satisfaits, si grâce à elle, la science des pompes centrifuges fait un pas en avant.

Erment (Haute-Egypte)
Septembre 1895

TABLE DES MATIÈRES

DÉSIGNATIONS

1. INTRODUCTION 1

Sommaire général de notre étude.

CHAPITRE PREMIER

Diverses questions préparatoires.

2. De la force centrifuge dans un disque matériel massif et dans un autre creux, mais plein d'eau 5
3. Expressions du travail moteur théorique capable d'entretenir la rotation uniforme de disques quelconques 6
4. Cas d'un disque de révolution à demi-section trapézoïdale 7
5. Cas d'un disque de révolution à demi-section rectangulaire 10
6. Diamètre qu'il faudrait donner à une poulie calée sur le même axe qu'un disque annulaire qu'elle fait tourner 10

CHAPITRE II

7. Phénomènes généraux dans une pompe centrifuge

montant l'eau dans une tuyauterie sans la débiter au dehors.. 19
Etablissement de l'équation $V = \sqrt{2gH_o}$........... 19
De la dépression ou vide au centre d'une turbine... 19
Equation d'équilibre des efforts internes et externes. 19
Lois diverses liant la force centrifuge aux hauteurs des colonnes d'eau.............................. 19
8. Extension de la théorie précédente à une pompe débitant de l'eau.................................... 29
Poussée réelle assurant la marche ascentionnelle de l'eau...................................... 29
Rôles de la pression atmosphérique et de la force centrifuge.................................... 29
Pertes de charge d'entrée et de sortie de la turbine. 29
9. Règles conséquentes pour la vitesse du liquide et des sections de passage.......................... 33
10. Règles conséquentes pour le débit d'une pompe centrifuge.................................... 33
11. Règles conséquentes pour les vitesses tangentielles à la turbine.................................... 34

CHAPITRE III

De la turbine et du corps de la pompe. — Etudes préliminaires du mouvement de l'eau sur des plateaux tournant et la jetant dans l'air.

12. Mouvement de l'eau sur un plateau uni............ 37
13. Mouvement de l'eau sur un plateau armé de nervures 40
14. Mouvement de l'eau dans trois turbines différentes. — Cas où elles sont entourées d'une enveloppe rigide n'ayant qu'une sortie.............................. 42

Rôle de la turbine et du corps de pompe.

15. But de la turbine.................................. 42
16. Sa forme générale. — Ses ouïes. — Ses joues...... 43
17. Son effet. — Dépression à son centre.............. 43

18. Marche de l'eau jusqu'à la turbine. — Glissement à l'entrée de celle-ci.......................... 43
19. Le frottement dû à ces glissements est négligeable.. 45
20. Le commencement des aubes peut avoir une direction radiale.................................. 45
21. Des sections de passage des ouïes et d'entrée dans la turbine. — Pertes de charge................ 46
22. Marche de l'eau dans la turbine même. — Sa vitesse radiale. — Les aubes doivent avoir une direction radiale.................................. 49
23. De la force centrifuge dans l'intérieur de la turbine. 50
24. Marche de l'eau sortant de la turbine dans le corps de pompe jusqu'à la sortie de celui-ci............ 51
Vitesse dans le corps de pompe. — Glissement de la turbine sur l'eau qui l'entoure. — Perte de charge due au passage de l'eau de la turbine dans le corps de pompe.......................... 51
25. Des sections progressives à donner au corps de pompe. — confirmation de la perte de charge ci-dessus.................................. 54
26. Confirmation de tout ce qui précède par la considération des forces. — Glissement de la turbine. — Rôle de h_o. — La théorie est générale.......... 55
27. Indifférence de la forme des aubes des turbines de mêmes dimensions débitant dans une enceinte rigide et peu spacieuse. — Les résistances nuisibles et les travaux moteurs sont les mêmes. — Lois.................................. 57

CHAPITRE IV

28. Assimilation d'une pompe centrifuge avec ses tuyaux à une tuyauterie ayant les mêmes pertes de charge et donnant le même débit que la pompe. — Conséquences.................................. 63
29. De la force vive de la colonne liquide totale d'une pompe centrifuge et celle de son débit.......... 66
30. Réaction du jet liquide du débit sur sa section de sortie.................................. 67

CHAPITRE V

Etude générale des dimensions à donner aux turbines.

1° Des turbines minima à deux ouïes réduites et à passage réduit à la circonférence (non encore employées par les constructeurs).

31. Raisonnement des dimensions des turbines. — Formules de ces dimensions. — Amplitude radiale des aubes des turbines. — Nombre des aubes..... 69

32. Tableau résumant les dimensions des turbines minima correspondant à des tuyaux donnés. — Remarques.................................. 74

33. Travail d'inertie T_i du volume d'eau contenu dans les turbines et tournant avec elles............... 76

Tableau resumant les volumes d'eau et leurs travaux T_i.................................. 78

34. Conclusions générales à notre étude des turbines minima à deux ouïes.......................... 79

(*a*) Défaut originel des pompes centrifuges dû à l'entraînement forcé de l'eau dans le mouvement de rotation.................................. 79

(*b*) Importance nuisible de T_i envers le travail du débit de la pompe et le travail T_u en eau montée... 80

(*c*) La formule $T_i = 34{,}560\ V^2 r^2$ est l'expression du minimum de ce travail......................... 80

(*d*) Une turbine à deux ouïes sera toujours meilleure au point de vue de T_i qu'une turbine à une ouïe.. 81

(*e*) Deux pompes différentes donnant le même débit à une hauteur H, la plus avantageuse sera celle qui aura la plus petite turbine...................... 81

(*f*) Discernement qu'il faut pour commander une pompe centrifuge directement par l'arbre d'une machine à vapeur........................... 81

(*g*) Le travail T_i est proportionnel à H_o............. 82

(*h*) La loi qui lie T_i aux H_o, pour une installation donnée, est une ligne droite.................... 82

2° Des turbines minima à deux ouïes grandes, satisfaisant, à ce point de vue, la mode actuelle employée par les constructeurs, mais à passages réduits à la circonférence.

35. Raisonnement des dimensions des turbines. — Formules de ces dimensions. — Amplitude radiale des aubes des turbines. — Nombre des aubes.... 83
36. Tableau résumant les dimensions des turbines minima à une ouïe correspondant à des tuyaux donnés. — Remarques.......................... 87
37. Travail d'inertie T_i du volume d'eau contenu dans les turbines et tournant avec elles............. 87
Tableau résumant les volumes d'eau et leurs travaux T_i.. 87
3° Des turbines minima à une seule ouïe.
38. Des dimensions des turbines. — Formules de ces dimensions...................................... 91
Réflexions théoriques et pratiques concernant les genres de turbines.......................... 91
39. La meilleure turbine industrielle. — Remarques générales...................................... 94

CHAPITRE VI

Travaux réels divers absorbés et exigés en pratique par une pompe centrifuge.

40. Classification des travaux............................ 97
41. Travail nuisible T_p dû aux pertes de charge directes et de frottement du liquide. — Remarques. — Loi des T_p et des H_o................................ 97
42. Travail nuisible T_i dû à l'inertie du poids d'eau tournant avec la turbine. — Remarques. — La loi des T_i et des H_o est une droite........................ 98
43. Travail nuisible T_f dû au frottement du corps de la turbine sur l'eau qui l'entoure. — Remarques. — Loi des T_f et des H_o.......................... 99
44. Travail nuisible T'_i dû à l'inertie du poids de la turbine même. — Remarques. — La loi des T_i et des H_o est une droite............................ 100
45. Travail nuisible T'_f dû au frottement de l'arbre de la turbine dans ses coussinets. — Force F du couple moteur de rotation de la turbine. — La loi des T'_f et des H_o est une droite................... 101

46. Travail T''_f du frottement dû au poids de la turbine même et de son arbre........................ 103
47. Travail total T_m nécessaire au fonctionnement d'une pompe centrifuge. — Loi des T_m et des H_o...... 104

Conditions diverses ; travaux, rendements d'une série de pompes centrifuges élevant l'eau à une même hauteur H.

48. Raisonnement de la manière d'établir les conditions complètes d'une série de pompes. Tableau résumant ces conditions........................... 104

Remarques générales tirées du tableau précédent.

(*a*) Les rendements du tableau sont des maxima.... 106
(*b*) Les pompes centrifuges, petites et grosses, peuvent avoir le même rendement................ 106
(*c*) Les rendements du tableau sont pratiques ; ils sont ceux des installations entières et non des pompes.................................... 106
(*d*) Synthèse du travail nuisible T_p des pertes de charge. — Il dépend surtout des coudes. — Cas où on pourra l'atténuer....................... 107
(*e*) Deux pompes centrifuges ayant l'une une turbine à une ouïe, l'autre une turbine à deux ouïes, peuvent avoir le même rendement.............. 108
(*f*) Considérations sur la limite supérieure des rendements industriels............................ 109
(*g*) Comparaison de l'effet pernicieux de divers travaux nuisibles.............................. 109
49. Des rendements techniques et industriels en général. 110

CHAPITRE VII

Variations des éléments techniques des pompes centrifuges.

(1er Cas).

Comment varient les éléments techniques d'une installation donnée élevant l'eau à une hauteur fixe H, **et dont on fera varier le débit?**

50. Calculs complets et tableaux des résultats pour trois pompes différentes............................ 111

Conséquences tirées des résultats.

(*a*) Rendement industriel maximum. — Loi de ces conditions par rapport à *w*. (Voir aussi parag. 51) 115
(*b*) Règle pratique des relations entre les *w* et les T_m 115
(*c*) Relation des travaux divers avec H_o. — Lois de ces travaux. — Chevaux-vapeur (N) selon H. — Leur loi selon H_o 116
(*d*) Origine de la loi des T_m 118
(*e*) Valeur de T_m quand l'eau est montée de H sans qu'il y ait encore débit 118
(*f*) Loi des (*n*) et V en fonction de H_o 121
(*g*) Relations des *n* et V avec les débits Q 121
(*h*) Généralité des lois des relations de *w* et du rendement industriel maximum 121
(*i*) Les rendements industriels maxima augmentent avec la hauteur d'aspiration H ainsi qu'avec H_o. — Leurs valeurs réelles qui sont les mêmes pour toutes les pompes 123
(*j*) Conclusions générales 124
(*k*) Dans la pratique le rendement maximum ne sera pas toujours réalisable 125

(2° Cas)

Comment varient les éléments techniques d'une installation donnant un débit Q constant mais les hauteurs H d'élévation étant variables.

51. Calculs complets et tableau des résultats pour quatre valeurs différentes de H 127

Conséquences tirées des résultats.

(*a*) Les lois liant entre elles les H, H_o et (H_o — H) sont des droites. — Origine de ces lois 128
(*b*) Loi des travaux T_m en fonction des H_o 130
(*c*) Origine de cette loi. — Valeur de T_m pour $H = o$ 130
(*d*) Figuration de la loi des T_u sur le graphique en fonction des H_o et des H. — Origine des T_u et des H. 131
(*e*) Loi des T_n ou de tous les travaux nuisibles réunis. — Son origine 131
(*f*) Loi des rendements techniques et industriels maxima. — Leurs origines. — Valeurs réelles. — Rendements pour $H = o$ 132
(*g*) Conclusions. — Notre théorie est générale 134

CHAPITRE VIII

Dépressions et vides aux ouïes des turbines — Limites des hauteurs d'aspiration et de refoulement de nos pompes centrifuges avec turbines à deux ouïes réduites (type §§ 31 à 34) (fig. 27, 28).

52. Considérations théoriques et pratiques sur les vides ou dépressions aux ouïes. — Lois. — Tableau de la valeur absolue des dépressions............... 135
53. Limites théoriques d'aspiration. — Formules théoriques...................................... 138
54. Limites pratiques ou industrielles de la hauteur d'aspiration, les pompes ayant leur rendement ω_1 maximum. — Conséquences. — Lois 140
55. Tableau des valeurs limites pratiques de e pour ω_1 maximum. — Rappel des lois de e. — Graphique des e selon les H. — Conséquences du Graphique.. 144
56. Hauteurs pratiques maxima H auxquelles les pompes centrifuges peuvent élever l'eau tout en ayant leur rendement ω_1 maximum. — Loi des H et des r_1.. 147

CHAPITRE IX

Vitesses maxima de l'eau dans les tuyaux d'une pompe centrifuge (type fig. 28) et ses debits maxima aux points de vue théorique et industriel.)

57. La plus grande vitesse dans les tuyaux et le plus grand débit théorique possibles à obtenir avec une pompe. — Propulsion des bateaux avec les pompes centrifuges 151
58. La plus grande vitesse dans les tuyaux et le plus grand débit possibles à obtenir avec une pompe aspirant de haut, sans égard au rendement....... 153
59. Débit maximum industriel d'une pompe centrifuge donnant le meilleur rendement ω_1 154
60. Conclusions à l'étude des débits.................. 155

CHAPITRE X

Quelques lois intéressantes concernant les pompes centrifuges.

Questions diverses.

61. Loi de variation des débits Q, en fonction des charges d'écoulement h_o, puis H_o, d'une pompe élevant l'eau à une hauteur fixe H.................... 157
62. Loi de variation des vitesses tangentielles et des nombres de tours (n) d'une turbine en fonction des H_0 et des h_o (le volume Q étant constant et H variable, ou réciproquement H étant fixe et Q variable) 158
63. Loi de variation des vitesses tangentielles V et des nombres de tours (n) d'une turbine, la pompe ayant un grand débit constant Q, la hauteur (e) au-dessus de l'aspiration étant aussi constante, mais la colonne de refoulement e' variant........ 159
64. Quelques lois non encore énoncées concernant les travaux et rappel d'autres déjà citées............... 160
65. Pompes conjuguées pour élevation d'eau à de grandes hauteurs. — Rendement d'une installation....... 161
66. Loi pratique de la consommation de combustible d'une installation composée uniquement de générateurs et de machines faisant tourner des pompes centrifuges.................................... 165
67. Moyen de tracer un barème d'estimation du combustible....................................... 167

CHAPITRE XI

68. Critique des pompes centrifuges actuelles.......... 169
69. Manière de trouver le débit d'une installation avec pompe centrifuge au moyen de notre théorie...... 171
Rendement en volume d'une pompe.............. 171
Applications.......... 171
70. Détermination des forces agissant sur l'arbre d'une turbine pour le calcul de cet arbre............. 178
71. Conclusions........... 179

Paris. — Imprimerie E. BERNARD et Cie, 23, rue des Grands-Augustins.

UNE

NOUVELLE POMPE CENTRIFUGE

UNE
NOUVELLE POMPE CENTRIFUGE

PARIS. — IMPRIMERIE E. BERNARD ET Cie
23, RUE DES GRANDS-AUGUSTINS, 23

UNE

NOUVELLE POMPE CENTRIFUGE

Pouvant produire

UN

NOUVEAU MOYEN DE PROPULSION
DES BATEAUX
Par RÉACTION HYDRAULIQUE

PAR

E. MARCHAND
INGÉNIEUR CIVIL



PARIS
LIBRAIRIE E. BERNARD & Cie
IMPRIMEURS-ÉDITEURS
53 ter, Quai des Grands-Augustins, 53 ter
1896

UNE

NOUVELLE POMPE CENTRIFUGE

INTRODUCTION

Actuellement tous les efforts des constructeurs maritimes sont portés sur le point d'obtenir une grande vitesse des bateaux, et grâce à la concurrence de bonne renommée que se font les ateliers des diverses nations, la science mécanique a pu produire de louables progrès qui toutefois ne concernent que ce seul résultat : « la grande vitesse ».

Les moyens d'y parvenir sont, selon nous, moins louables, car on n'a pas utilisé jusqu'ici d'autre appareil propulseur que l'hélice, perfectionnée, il est vrai, au maximum possible, mais qui ne donne pourtant que de faibles rendements.

Nous croyons qu'on obtiendrait de meilleurs résultats en se servant, comme moyen de propulsion, de la *réaction hydraulique* qui serait réalisée le plus simplement possible.

C'est là le motif de nos recherches que nous allons exposer dans cette étude.

CHAPITRE PREMIER

Critique des hélices. — Leur rendement est peu élevé.

1. — Le propulseur le plus employé actuellement est l'hélice, surtout en eau profonde.

Il existe sur les fleuves nombre de bateaux à roues propulsives qui, en ce cas, sont plus économiques, néanmoins on y rencontre aussi beaucoup de bateaux de moindre importance mus par l'hélice.

Mais si ce dernier propulseur ne saurait être classé le meilleur pour les bateaux à faible tirant d'eau, il n'en est plus de même pour ceux qui plongent de plusieurs mètres, tels que les navires.

Pourtant cet appareil a de grands défauts qui consistent surtout :

1° En ce qu'une hélice ne convient qu'à une seule carène et à une seule marche pour lesquelles on l'aura étudiée. En dessus et en dessous de cette marche les conditions d'ensemble du bateau avec son hélice sont mauvaises et le rendement diminue ;

2° En ce que le rendement maximum de l'hélice est assez inférieur, puisque d'après les meilleurs auteurs, il atteint au plus 70 % du travail qui lui est transmis.

On lit d'autre part, dans les traités les plus sérieux, que le travail transmis à l'extrémité de l'arbre moteur, c'est-à-dire à l'hélice même, n'est que les 75 à 80 % du travail indiqué dans les cylindres.

M. Martinenq écrit dans son *Traité sur les propulseurs* que le rendement de l'hélice est de 70 à 75 %, tandis que dans le traité de Ledieu, on lit qu'il vaut tout au plus de 60 à 70 %.

Cela montre qu'il faut compter sur un rendement maximum, envers le travail indiqué, de (0, 75 $\times$ 0,80) = 0,60 ; et sur un minimum de 0,6 $\times$ 0,7 = 0,42.

Mais nous devons observer qu'il n'est pas juste de dire que l'hélice a un rendement de 60 à 75 % et que celui de la machine compté à l'extrémité de l'arbre moteur est de 70 à 75 %.

En vérité, l'arbre lourd et très long des navires n'a de raison d'être que parce qu'on emploie l'hélice. Donc les pertes des travaux dus à cet arbre dans ses coussinets doivent être intimement liées à celles de l'hélice puisque cet arbre est inhérent à l'hélice même.

Or, pour la moyenne des cas de grosses installations, on peut admettre que le rendement de la machine à vapeur vaut au moins 82 %, donc il est juste de dire qu'une installation à hélice gaspille : au minimum (100 — 60) — (100 — 85 %) = 25 % du travail indiqué; et au maximum (100 — 42) — (100 — 85) = 43 % du travail indiqué.

Le travail nominal de la machine étant supposé de 85 % et les travaux rendus utilement par l'hélice, 60 et 42 %, il s'ensuit que l'hélice et son arbre réunis peuvent avoir un maximum de rendement de $\frac{60}{85} = 70$ % du travail nominal et un minimum de $\frac{42}{85} = 49,4$ % de ce travail.

Or, en pratique courante, lorsqu'une machine a travaillé pendant un certain temps, elle n'est plus capable d'atteindre son rendement maximum 0,60 du travail indiqué qui a existé peut-être aux essais, mais rien qu'aux essais.

On peut donc assurer que le rendement d'un bateau en marche est toujours au-dessous de 60 % et il ne serait pas téméraire de ne l'estimer qu'à 50 % du travail indiqué dans les cylindres à vapeur de la machine.

Ces renseignements auxquels il faut ajouter foi puisqu'ils sont tirés d'auteurs dont l'autorité n'est pas à discuter, montrent qu'un ensemble composé d'une machine à vapeur et d'une hé-

lice est une mauvaise installation, puisqu'elle ne donne, en effet utile, que les 50 %, et peut être seulement les 42 %, du travail effectué sur les pistons à vapeur.

Nous ajouterons, selon nos idées personnelles, qu'il faut croire aux rendements ci-dessus pour les cas ordinaires de la pratique mais nous pensons qu'ils doivent fortement diminuer pour des vitesses très grandes de bateau, cas des torpilleurs, par exemple. Malheureusement nous n'avons rien pu lire à ce sujet, soit dans les traités, soit dans les publications scientifiques. En sorte qu'il faudrait croire que des hélices exigeant 80 chevaux iudiqués pour 149 tours et donnant au bateau 10 nœuds 32 à l'heure ont le même rendement, que si elles demandent 2.750 chevaux indiqués pour 361 tours, en fournissant 27 nœuds 22 à l'heure. Nous n'y croyons pas. Et certainement aux vitesses énormes, le rendement est inférieur à 42 %.

Nous sommes surpris que jusqu'à ce jour l'industrie n'ait songé sérieusement qu'à la propulsion par hélice, car elle ne saurait être perfectionnée bien avantageusement. En effet, cet appareil, tout génial qu'il soit, comporte inhérents à lui-même, de grands défauts venant de ce que ses ailes attaquent l'eau obliquement et lui communiquent une force centrifuge, il s'ensuit que le travail de la réaction qu'elles reçoivent du liquide n'équivaut pas le travail moteur dont elles sont animées.

Et, il faut encore ajouter la résistance de frottement de ces ailes qui est énorme (1).

Or, en vertu de ces faibles rendements, il y a lieu de rechercher dans une autre voie la propulsion des bateaux. Nous avons songé à utiliser comme force propulsive la « réaction hydraulique ». Nous ne sommes pas le premier qui cherchons dans cette voie, car chacun sait que des expériences de propulsion, sans résultats valables, ont été faites en employant des pompes centrifuges. Mais nous différons de nos devanciers par les

1. Voir *Bulletin technologique* A et M du mois d'octobre 1894.

pompes centrifuges mêmes, ainsi que par leur théorie, et pensons que les applications de notre système vaudront mieux que celles des hélices.

Nouvelle pompe centrifuge échappant l'eau normalement au plan de rotation des turbines [1].

Exposé critique des pompes centrifuges actuelles.

2. — Les pompes centrifuges les plus répandues à ce jour ont des turbines à deux œillards tel que *a b* et *cd* (fig. 6, pl. 1) le liquide qui vient par la tuyauterie d'aspiration en *e f* se divise donc en deux directions après le point *g*.

Or le mouvement de cette eau est très contrarié pour s'introduire dans la turbine, car elle est obligée de franchir les deux coudes 1 et 2 suivant la ligne brisée.

Le liquide au sortir de la turbine a une tendance à deux mouvements : l'un circulaire dû à la rotation, l'autre rayonnant dû à la force centrifuge. Mais le corps de pompe, dont on voit une section en (*hi*), et qui entoure la turbine, démolit presque complètement ces tendances, en vertu de sa forme et de son exiguïté. Si bien, qu'on peut admettre que le liquide sort de la turbine seulement en rayonnant.

Or dans le corps de pompe qui est circulaire, l'eau y prend un mouvement également circulaire, il s'ensuit donc que le liquide fait un coude droit à sa sortie même de la turbine : c'est le (n° 3) de la ligne brisée (fig. 6, pl. 1).

1. Notre système. — Brevet n° 242.323 du 30 janvier 1895.

Ainsi le liquide pour passer dans la pompe a dû faire les trois coudes successifs 1, 2, 3, qu'il faut considérer comme des angles droits, vifs.

On conçoit qu'une telle disposition ne peut pas donner un bon rendement. En effet, les traités d'hydraulique apprennent que si (h_o) est la pression de l'écoulement, pour une vitesse w, on a $\frac{w^2}{2g} = h_o$, et que la perte de charge due à un coude droit a pour expression :

$$p = 0{,}984\, h_o.$$

Les coudes successifs 1, 2 et 3 d'une pompe (fig. 6) donneront donc une perte de charge totale égale à :

$$P = 3 \times 0{,}984 \times h_o = 2{,}952\, h_o$$

Or, en pratique, la vitesse de l'eau dans les pompes atteint jusqu'à 3 mètres ce qui donne $h_o = 0^m{,}460$.

En ce cas on aura $P = 2{,}952 \times 0{,}460 = 1^m{,}358$.

En admettant qu'une telle pompe monte l'eau utilement d'une hauteur $H = 7^m{,}150$ et que ses pertes de charge totales soient 2 mètres, la turbine aura à équilibrer une colonne d'eau de hauteur $H_1 = 7^m{,}150 + 2 = 9^m{,}150$.

Le rendement considéré au point de vue hydraulique seulement serait $\frac{7^m{,}150}{9^m{,}150} = 0{,}78$, soit donc déjà, par le seul fait de l'écoulement du liquide, une perte de 22 % !

Et l'on voit que les coudes 1, 2, 3 (fig. 6) comptent à eux seuls pour une perte de

$$\frac{1{,}358}{2} \times 22 = 14{,}938\ \% \ !$$

Il faut savoir que les meilleures pompes centrifuges actuelles ne rendent que 64 % pour une hauteur d'élévation utile $H = 7^m{,}150$.

(Voir à cet effet les résultats d'expériences faites au port du Havre en 1880 par les Ponts et Chaussées sur des pompes systèmes Dumont, Decœur, Gwine, Maginot et Aversenq.

Ainsi, en outre des 22 % de perte ci-dessus, il y a encore 14 % d'autres pertes qui sont dues, selon nous, aux frottements de la turbine dans l'eau ainsi qu'à ceux de son arbre dans les paliers, puis à l'inertie des masses qui tournent et du volume liquide tournant avec la turbine.

Je terminerai en disant qu'ayant étudié beaucoup de systèmes de pompes, nous avons reconnu que toutes elles ont :

1° La turbine trop grande de diamètre, trop large et par suite trop lourde, ce qui cause une perte par un travail d'inertie par rotation.

2° La turbine étant trop grande contient donc un trop grand volume d'eau ce qui occasionne encore une perte sérieuse par un travail d'inertie par rotation.

3° Les frottements de la turbine et de son arbre seront aussi trop grands.

4° Les pertes de charge sont exagérées aussi par les formes mêmes des pompes à l'entrée de l'eau dans la turbine.

5° Enfin il y a une perte, grande aussi, à la sortie de la turbine le liquide en s'évacuant faisant un coude droit.

Or c'est en étudiant tous ces défauts que nous fûmes conduits au système nouveau dont la description va suivre.

NOTA. I. — Le fond de cette critique est empruntée à notre *Théorie nouvelle des pompes centrifuges* (1).

II. — Il est essentiel d'observer que la direction du liquide à sa sortie de la pompe, par sa tubulure de refoulement est perpendiculaire à celle qu'elle avait au moment où elle entrait dans les œillards (fig. 6).

1. *Pompes centrifuges*. — Bernard et Cie, éditeurs, Paris.

Nouvelle pompe.

Description.

3. — Avant d'expliquer les principes de fonctionnement voici d'abord la légende explicative de la disposition de la pompe, au point de vue mécanique. Voir (pl. 1) pour (fig. 1, 2, 3, 4 et 5).

A. — Turbine ayant un seul œillard annulaire de largeur *a b*. On voit qu'elle se présente au passage du liquide comme un coude très arrondi.

Elle portera des cloisons, ou aubes, ou palettes, 1, 2, 3, 4, droites ou courbes, selon les applications.

Extérieurement, elle sera tournée de partout et polie à l'émeri afin d'atténuer, au maximum, son frottement dans le liquide.

Son moyeu sera conique à l'intérieur pour mieux faciliter son placement sur l'arbre I, en même temps qu'assurer mieux sa fixité, car pendant la marche, il y aura une poussée sur la turbine, ce qui l'appliquera bien sur son arbre conique.

Elle sera en fonte, bronze ou tout autre métal, mais en tout cas la plus légère possible, c'est-à-dire qu'elle sera minimum sous tous les rapports.

B. — Partie antérieure du corps de pompe entourant la turbine à l'avant.

Il sera terminé par les brides (*c*) et (*d*) et portera un pied d'appui (*e*) fixé au bâti de la pompe.

Toute la partie intérieure de cette pièce représentera l'enveloppe d'un corps de révolution, aussi sera-t-elle tournée de partout et polie à l'émeri pour atténuer le frottement du liquide.

C. — Partie postérieure du corps de pompe venant se fixer sur

la pièce B par sa bride *f*; elle portera aussi une autre bride *g* la terminant et dont l'orifice sera la sortie d'eau de la pompe.

Viendra de fonderie avec elle un pied (*g'*) reposant sur le bâti de la pompe par l'intermédiaire d'un ou plusieurs coins *g''* que l'on mettra en place une fois la pièce C fixée par sa bride.

Toute la partie interne de cette pièce représentera l'enveloppe d'un corps de révolution, aussi sera-t-elle tournée de partout et polie à l'émeri pour atténuer le frottement du liquide.

D. — Contre-corps de pompe fixé à l'intérieur de la pièce C par des entretoises et boulons *h*. Ces entretoises auront une section en forme de couteau (fig. 4) afin qu'elles ne gênent pas le mouvement du liquide.

Elles ne seront pas placées dans un plan perpendiculaire à l'arbre de la turbine, mais un peu inclinées pour conserver au liquide son mouvement spiraloïdal qu'il possède après sa sortie de la turbine.

Cette pièce D portera à son centre une douille et formera ainsi un des paliers de l'arbre de la turbine.

Elle sera évidée en dedans et portera un certain nombre de nervures telles que *i*, *j*; la partie évidée comprise entre cette pièce et la turbine sera donc pleine d'eau.

Elle sera tournée et polie à l'émeri sur toutes ses parties extérieures.

E. — Coude d'aspiration fixé à la partie antérieure du corps de pompe par sa bride *k* et reposant sur le bâti par sa bride *l*. L'orifice de la bride *k* sera plus grand que celui de *l* pour tenir compte de l'arbre de la pompe.

Il sera traversé par cet arbre; à cet effet il portera un bossage (*m*) solidement armé de nervures.

Ce bossage portera de longues douilles et un presse-étoupe.

Donc ce coude servira à la fois de conduite d'aspiration et de chaise ou palier.

Voilà pour le cas le plus ordinaire où l'aspiration se fera en dessous du bâti.

E'. — Au cas où il sera impossible de faire l'aspiration sous le bâti, on disposera le coude selon le type (fig. 2). L'arrivée du liquide se fera de côté par la bride *l*, mais le coude appuiera néanmoins sur le bâti par une jambe tubulaire (*no*) terminée par une bride.

Le coude et cette jambe seront encore renforcés entre eux par de fortes nervures telles que *p*.

Il est clair que la bride *l* peut être dans un plan vertical on incliné selon les besoins exigés par la tuyauterie d'aspiration.

E". — Enfin au lieu de faire un coude d'aspiration on pourra faire un té, c'est-à-dire que le liquide viendra par ce té de droite et de gauche de la pompe. Ce dispositif pourra être employé lorsque la pompe servira pour un propulseur.

F. — Poulie de commande de la pompe qui pourra être remplacée selon les besoins par un engrenage.

G. — Chaise à palier avec coussinets à gorges servant à empêcher la turbine de se déplacer latéralement.

Elle aura un large empatement pour lui assurer une bonne stabilité.

H. — Bâti supportant tout l'ensemble de la pompe.

Il sera relevé à l'endroit de la chaise G pour que celle-ci ne soit pas trop haute ce qui diminuera la tendance à son renversement, chose très importante quand la pompe est commandée par une courroie qui tire de côté.

I. — Arbre en acier de la pompe ou axe de la turbine.

Il portera des rainures transversales pour le palier G et sera tenu ou guidé en trois endroits : dans le palier G, les douilles *m* et le moyeu du contre-corps de pompe D.

Pour aider aux rainures du palier G qui auront pour but d'empêcher les déplacements latéraux dus à l'excès de poussée qui aura lieu sur la turbine dans le sens du mouvement du li-

quide, l'arbre sera buté à son autre extrémité par le bouchon crapaudine *q*.

Du reste, l'excès de poussée sur la turbine ne sera pas énorme, car elle sera poussée en sens contraire par la colonne du refoulement dont l'eau entrera par des trous L.

Les deux graisseurs en *r* et *s* seront à huile, quant à celui placé en (*t*) pour graisser la crapaudine (*q*) il emploiera de la graisse consistante. Cette graisse sera transmise par l'intermédiaire de la tige *u* percée d'un bout à l'autre et par le canal *w* de la crapaudine.

Cette tige *u* aura la forme tranchante selon (fig. 3) pour ne pas gêner le mouvement du liquide.

L'arbre sera conique au moyen de la turbine pour les motifs de l'article A précédent.

Sur lui, à l'avant de la turbine, sera fixée une douille conique servant à mieux faire introduire l'eau dans celle-ci.

Enfin, il faut remarquer que l'extrémité de l'arbre touchant la crapaudine ne pourra pas chauffer puisque le moyeu D est complètement entouré d'eau.

J. — Tuyau cylindrique armé de nervures hélicoïdales pour redresser le mouvement de l'eau qui sort de la pompe. Le liquide aura une marche hélicoïdale encore pendant une certaine course après sa sortie de la turbine.

Aussi les nervures auront-elles un pas croissant rapidement de telle sorte que l'eau en les quittant aura une direction presque rectiligne.

Le but de ce tuyau à hélices est de diminuer le frottement qui aurait lieu dans la conduite de refoulement.

Hâtons-nous d'ajouter que ce frottement sera, en tout cas, peu important; aussi l'emploi du tuyau à hélices ne sera-t-il nécessaire que pour les cas où la pompe aura à monter l'eau à de grandes hauteurs.

Une coupe quelconque dans ce tuyau sera conforme à (fig. 5).

K. — Robinet d'air.

L. — Trous amenant l'eau de la colonne du refoulement derrière la turbine pour l'équilibrer en partie.

Q. — Bouchon crapaudine dont nous avons déjà parlé. Il aura une forme spéciale et sera terminé en pointe pour aider à la veine liquide à se reformer et supprimer les tourbillons.

Remarque. — Je ferai observer qu'il sera parfaitement possible, qu'en application, on ait besoin d'intervertir la position que nous donnons à l'arbre de la pompe.

Tel qu'il est dessiné (fig. 1) la poulie et le palier à gorges sont du côté de l'aspiration, mais il pourra arriver qu'on les mettra du côté du refoulement.

Cela changera les formes du bâti et celles d'autres pièces, mais ne modifiera pas le système de pompe.

Principes sur lesquels est basée la pompe.

4. — D'abord le principe primordial et essentiel est celui de toutes les pompes de ce genre, c'est-à-dire qu'elle est basée sur la force centrifuge, ayant son effet combiné à celui de la pression atmosphérique qui agit, par un vide relatif existant aux œillards de la turbine.

(Nous pensons que c'est la première fois que l'on donne une telle définition de ces pompes basées sur l'utilisation des trois phénomènes de la nature : force centrifuge, pression atmosphérique et vide [1]).

Mais voici en quoi notre système est nouveau :

1° Le liquide au lieu de faire deux coudes droits vifs pour entrer dans la turbine, comme cela a lieu dans les anciens systèmes

1. Voir notre *Théorie des Pompes Centrifuges*, E. Bernard et Cie, éditeurs.

(fig. 6) aux points 1, et 2, ne fera que deux coudes arrondis M et N, indiqués par une flèche (fig. 1).

2° Puis, au lieu de subir un angle droit vif, juste à sa sortie de la turbine, comme cela a lieu dans les anciens systèmes (fig. 6), au point 3, le liquide ne fera encore qu'un coude très arrondi (O) (fig. 1).

3° Passé ce coude (O) le liquide subira des coudes encore plus arrondis P et Q, avant de se rendre dans la tuyauterie du refoulement.

Donc, un des caractères spéciaux de notre pompe, c'est que le liquide n'aura jamais de changements de direction à angle droit vif, mais seulement des changements à coudes très arrondis, ce qui est fort différent.

Et ce qu'il y a encore de plus particulier, faisant l'objet sérieux de notre brevet, c'est la manière dont se fait la sortie d'eau de la turbine d'abord et aussi la sortie d'eau de la pompe.

Voici d'abord, à ce sujet, ce qui existe dans tous les systèmes actuels :

1° Le corps de pompe très restreint entoure la turbine circulairement dans le plan de rotation de cette turbine (ou quelquefois dans un plan parallèle [1]) tel que le liquide sort de la pompe par un tuyau raccordé tangentiellement à la courbure du corps de pompe (fig. 6).

2° Le liquide sort donc, non pas seulement de la turbine, mais de la pompe même, dans une direction normale à celle qu'elle avait en entrant dans les ouïes de la turbine.

3° Les turbines de ces pompes ont un sens de rotation spécial (très recommandé par leur constructeur) tel qu'elles tournent dans la direction de la tuyauterie du refoulement.

1. Système Decœur.

4° Enfin, il est clair que la direction du refoulement est parallèle à une tangente à la turbine.

Or dans notre système rien de cela n'existe :

1° Le liquide sort de la turbine, tout autour d'elle, pour se rendre dans la tuyauterie en tournoyant dans le corps de pompe formé des parties A, C, et D.

Ce corps de pompe formé du vide compris entre les parties A, C et D n'entoure pas la turbine, à proprement parler, il est au contraire à côté d'elle.

2° Le liquide sortant de la pompe par l'orifice de la bride *g* n'a pas, comme cela à lieu dans les anciens systèmes, une direction d'équerre avec celle qu'elle avait en entrant dans l'œillard, mais possède la même direction qu'elle, ce qui se conçoit (fig. 1).

3° Le sens de rotation de nos turbines ne sera pas spécial, comme cela est obligé dans les anciens systèmes; on conçoit en effet (fig. 1) que quel qu'il soit la pompe fonctionnera.

4° Enfin la direction du refoulement se fait perpendiculairement au plan axial, AA de la turbine; c'est tout le contraire des anciens systèmes.

5° Il faut observer que toute l'eau refoulée se trouve réunie en une seule colonne dans la sortie (bride *g*) ayant la même vitesse qu'à l'aspiration; donc la section doit être égale à celle du tuyau d'aspiration. Cela est encore une caractéristique de notre système.

Fonctionnement en général des pompes. — Equilibre de leur turbine.

5. — Les pompes étant, comme à l'habitude, amorcées, c'est-à-dire remplies d'eau jusqu'au-dessus du robinet d'air situé en K, si on fait tourner la turbine l'eau sera entraînée et la pompe fonctionnera.

Le liquide, nous le répétons, subira d'abord un coude M avant son entrée dans la turbine et entrera dans celle-ci, toujours sous forme de coude O, et entrera dans le corps de pompe spécial.

C'est justement ce qui fait l'objet principal de notre invention : la forme coudée O et le corps de pompe particulier B, C, D.

Faisons observer encore que les turbines seront équilibrées naturellement en partie par l'eau qui viendra derrière elle par les trous L. En effet, la pression qu'elles recevront sera due à la hauteur hydrostatique au-dessus de l'axe de la turbine. Donc plus la hauteur d'élévation augmentera et plus aussi la pression d'équilibre partiel augmentera.

Enfin elles seront d'autant mieux équilibrées qu'elles seront basses, c'est-à-dire près du niveau d'aspiration.

Avantages directs des pompes nouvelles sur celles d'anciens systèmes.

6. — Le premier avantage qui saute à la vue, sera dû à ce que dans nos pompes, l'eau depuis son entrée jusqu'à sa sortie ne passe que dans des coudes très arrondis, tandis que dans l'ancien système elle subit 3 coudes droits vifs.

Or nous pourrions en construction faire les coudes M, N, O, P, Q aussi grands que nous voudrions, mais, eu égard au bon rendement de la pompe, admettons qu'ils soient faits tels que les pertes de charge de chacun d'eux soient les suivantes :

Coude M.	$p = 0,146\ h_o$
N.	$p_1 = 0,200\ h_o$
O.	$p^2 = 0,085\ h_o$
P.	$p^3 = 0,070\ h_o$
Q.	$p^3 = 0,070\ h_o$

Le total sera $P = 0{,}571\ h_o$. (Se rappeler que h_o pour chaque section est la pression d'écoulement de l'eau telle que la vitesse du liquide est w pour $h_o = \frac{w^2}{2g}$).

Ainsi donc, dans notre système de pompe, toutes les pertes de charge directes dues aux coudes subits par l'eau, ne sont que $0{,}571\ h_o$ tandis que l'on a vu (parag. 2) que dans les anciens systèmes elles valaient $2{,}952\ h_o$.

Et nous avons calculé que pour une pompe montant l'eau à $7^m{,}150$, cette perte de charge ($2{,}952\ h_o$) causait 14,938 % de pertes au rendement.

Donc le nouveau système ne perdra alors que

$$\frac{0{,}571}{2{,}952} \times 14{,}938 = 2{,}888\ \%\ !$$

Soit un bénéfice sur l'ancien système de

$$14{,}928 - 2{,}888 = 12{,}050\ \%$$

En se raportant aux calculs du (parag. 2) on voit que notre appareil aurait eu un rendement de $64 + 12 = 76$ %. C'est celui des meilleures pompes à piston.

Concluons donc : les nouvelles pompes centrifuges donneront, pour une hauteur de $7^m{,}15$ d'élévation, un excédent de rendement d'au moins 12 %, sur la meilleure pompe connue actuellement.

Nous disons au moins, car les formules des pertes de charge admises pour les coudes supposent ceux-ci bruts de fonderie, tandis que dans notre pompe toutes les parties internes seront tournées et polies.

Elles présenteront encore les avantages suivants :

Leurs turbines étant réduites au minimum de diamètre et de largeur, conformément à notre nouvelle théorie sur ces appareils, elles prendront peu de force inutile.

Enfin, rappelons qu'elles pourront tourner dans un sens ou dans l'autre, ce qui sera très apprécié dans les applications.

Usages des pompes.

7. — Il est clair qu'elles pourront servir à tous les usages et à tous les liquides auxquels on destine ces appareils dans la pratique industrielle.

Mais où elles leur seront supérieures, c'est qu'elles se prêteront admirablement à la propulsion des bateaux. En effet, l'eau sortant par la bride (g) dans la direction même de l'arbre de la turbine, on pourra utiliser facilement la force de réaction du jet d'eau à sa sortie.

Poussée sur le palier de la butée.

8. — Pendant la marche de la pompe, il s'exerce évidemment une poussée sur la turbine, en sens inverse de la sortie du liquide, laquelle est transmise par l'arbre de cette turbine au palier de butée.

Si w est la vitesse du liquide dans les tuyaux due à une poussée $h_0 = \frac{w^2}{2g}$ et e' la hauteur du refoulement au-dessus de l'axe dans la turbine, on démontre que la turbine est sensiblement équilibrée pour le cas où $e' = 3\ h_0$.

Mais il est assez rare de réaliser en pratique cette condition, le plus souvent e' sera très supérieure à ($3\ h_0$).

Alors il y aurait une poussée sur le palier de butée qui pourrait devenir très importante.

Pour la réduire presque entièrement il suffira de mettre la partie interne D postérieure à la turbine en communication avec l'aspiration de la pompe par un canal percé dans l'arbre lui-même communiquant avec $v\,x$ et $y\,z$. De cette façon, l'arrière de la turbine sera soumis à une poussée totale peu supérieure à la poussée agissant sur l'avant, et conséquemment l'effort axial reproduit sur les rainures du palier de butte sera beaucoup réduit.

Il faut en conclure que l'on pourra, à volonté régler cette poussée et qu'alors la perte de travail due au frottement dans ce palier sera peu importante.

CHAPITRE III

Un nouveau moyen de propulsion des bateaux par notre nouvelle pompe centrifuge.

Résistance de propulsion des bateaux.

9. — Nous dirons d'abord que nous n'envisageons ici que les bateaux rapides, c'est-à-dire ceux dont la carène est finement taillée, tels que les torpilleurs par exemple.

D'une manière générale on peut dire que la résistance totale à la marche d'un bateau se décompose en 3 parties :

1° La plus importante pour les bateaux finement taillés est assurément la résistance (R_f) du frottement de la carène.

2° La résistance R_e que le bateau éprouve pour fendre le liquide, c'est-à-dire pour l'écarter à droite et à gauche de son passage. Celle-ci peut devenir la plus importante si le bateau a son avant large au lieu d'être disposé en coin).

3° La résistance (R_v) qui est celle opposée par le vent ou plutôt par l'air. Elle a toujours une valeur dont il faut tenir compte, car aux grandes vitesses, même s'il n'y a pas de vent, il se produit une résistance sérieuse de la part de l'air. Il suffit de se rappeler, en effet, que le vent, à une vitesse de 15 mètres par seconde, est dénommé vent violent.

On conçoit déjà que pour chaque état du vent et de la nappe

liquide où flotte le bateau, il correspond une valeur à chacune des résistances ci-dessus dénommées.

Comme on ne saurait résoudre une équation, pour chaque cas, ce qui serait du reste parfaitement inutile, il convient d'admettre l'hypothèse d'un temps calme. Ainsi nous raisonnerons pour le cas d'un vent nul et d'une nappe d'eau tranquille, ce qui implique que le liquide n'a aucun courant.

On conçoit que les valeurs R_f, R_e, R_v dépendront à la fois de la forme du bateau, de l'intensité du vent et de sa direction par rapport à la marche. Mais nous avons dit que nous envisagions les bateaux rapides et plus spécialement le type des torpilleurs actuels.

Ces derniers, comme on sait, sont taillés très finement à l'avant, ainsi qu'à l'arrière, ils ont une longueur L entre perpendiculaires valant environ 10 fois la longueur (E) du maître-couple à la flottaison et une longueur de carène, ou tirant d'eau, C égale environ à $0{,}3125 \times E$ ou encore à $\frac{L}{32}$. De plus ces bateaux n'émergent hors de l'eau que de la hauteur strictement nécessaire et n'ont pas, comme les grands navires, leur pont encombré d'une quantité considérable de choses saillantes : mâts, tourelles, cabines, bordé, etc... de la sorte le vent ne peut avoir sur eux qu'une résistance presque insignifiante.

En raisons de ces conditions nous pensons que la résistance (R_e) est négligeable et que (R_v) peut valoir tout au plus les 0,05 de R_f.

Et si R_t est la résistance totale à une marche normale donnée, on aura l'équation très simple :

$$R_t = Rf + 0{,}05\,Rf = 1{,}05\,Rf. \qquad (1)$$

Ainsi, selon nous, c'est la résistance au frottement de la carène qui joue pour ainsi dire tout le rôle.

Soit W la vitesse par seconde du navire, telle que $\frac{W^2}{2g} = h_o$;

et appelons Ω la surface développée de la demi-carène ; la résistance R_f aura pour expression [1] :

$$R_f = 2\,\Omega \times h_o \times \delta \times f \qquad (2)$$

En admettant la densité $\delta = 1.000$ il viendra

$$Rf = 1000 \times (2\,\Omega) \times h_o \times f$$

ou bien

$$R_f = 1000 \times (2\,\Omega) \frac{W^2}{2g} \times f$$

Il s'ensuit alors

$$R_t = 1050 \times (2\,\Omega) \times \frac{W^2}{2g} \times f$$

Et en effectuant

$$R_t = 53{,}516 \times (2\,\Omega) \times W^2 \times f$$

Ces formules montrent que la résistance totale à la marche d'un bateau finement taillé est pratiquement, directement proportionnelle au carré de sa vitesse et au coefficient de frottement.

On voit aussi que pour un bateau donné les résistances R_t sont liées aux vitesses par une parabole, car (f) a une valeur constante.

Mais quelle est la valeur qu'il faut attribuer à f ? — Selon certaines recherches nous pensons que la valeur de f convenant aux tôles d'acier actuelles parfaitement laminées, c'est-à-dire passablement polies et d'ailleurs peintes ensuite, peut être prise égale [2] à $f = 0{,}004$.

La formule de R_t devient donc transformée

$$R_t = 0{,}214 \times (2\,\Omega) \times W^2 \qquad (3)$$

1. Voir le *Bulletin technologique des Anciens élèves d'Arts et Métiers* d'octobre 1894.

2. Pour la fonte nous avons trouvé $f = 0{,}00525$. *Bulletin* de la Société A et M, octobre 1894.

Puissance en chevaux de 75 kilogrammètres nécessaire à la propulsion proprement dite.

10. — Le bateau filant à une vitesse W le travail moteur nécessaire à la propulsion proprement dite vaudra

$$R\,W = 0{,}214 \times (2\,\Omega) \times W^3$$

Et le nombre de chevaux de 75 kilogrammètres

$$\frac{R\,W}{75} = N = 0{,}002853 \times (2\,\Omega) \times W^3 \qquad (4)$$

Ce qui montre que pour un bateau donné les nombres de chevaux seront proportionnels aux cubes des vitesses ; et qu'à une vitesse donnée, pour les carènes homologues, le nombre des chevaux seront directement proportionnels aux surfaces (2 Ω) développées des carènes.

Surface développée de carène immergée en fonction des autres éléments de la coque. — Dimensions linéaires de la carène.

11. — La formule précédente fournit l'expression

$$(2\,\Omega) = \frac{N}{0{,}002853 \times W^3} \qquad (5)$$

C'est la valeur absolue 2 Ω qui indique l'importance du bateau.

Pour mieux traduire notre pensée dans celle du lecteur, nous dirons que si L est la longueur entre perpendiculaires à la flottaison et C le tirant d'eau moyen, on a, avec assez d'approximation, pour les bateaux finement taillés, la relation :

$$1{,}8 \times 2\,L\,C = 2\,\Omega \qquad (5\ bis)$$

Or sachant que $C = \frac{L}{32}$ et $E = \frac{L}{10}$ on pourra ramener facilement les valeurs 2Ω aux dimensions linéaires L, E et C. On en tire déjà :

$$L = \sqrt{8{,}888 + (2\,\Omega)} = 2{,}981\ \sqrt{2\Omega}$$

Section de sortie du jet d'eau propulseur

12. — La formule $\delta o H = R$ conduit à [1]

$$\delta o H = 1050 \times (2\,\Omega) = \frac{W^2}{2g} \times f$$

Or $H = \frac{W^2}{2g}$ d'où :

$$O = 1{,}050 \times (2\,\Omega) \times f \qquad (6)$$

Ainsi la section de sortie du liquide est proportionnelle à la surface développée (2Ω) de la carène immergée et au coefficient de frottement. Elle est indépendante de la vitesse.

1. δOH est la réaction du jet sur la section de sortie où il agit unc pression H. Voir *Bulletin* A et M de décembre 1894, parag. 16, voir aussi parag. 15 suivant.

La surface (2 Ω) étant obligatoire pour chaque bateau, ce sera f qui obligera à faire grande la section O.

Il serait donc alors bien désirable que l'industrie trouvât un métal dont le coefficient de frottement fut très petit. Pour ce faire il faudrait que ce métal put recevoir un grand degré de poli et qu'il le conservât dans l'eau, c'est-à-dire qu'il ne pourrait ni s'oxyder ni s'incruster, comme la porcelaine, par exemple.

Actuellement, pour cette étude nous admettrons $f = 0{,}004$ convenant aux tôles d'acier. Cette valeur est assez forte et conduira à de grandes dimensions pour la section O.

En remplaçant f par sa valeur on obtient :

$$O = 0{,}0042 \times (2\,\Omega) \qquad (7)$$

Remarque. — Nous pensons qu'il serait utile d'expérimenter les idées suivantes :

Entourer la carène d'un bateau de plaques en faïence très bien vernies afin que la surface frottante donne le moins de résistance possible.

Par ce moyen le coefficient de frottement vaudrait probablement, tout au plus, $f = 0{,}002$.

Une expérience de ce genre est fort tentante, car si elle réussissait, elle réduirait de moitié la résistance R_f et conséquemment la force en chevaux des bateaux.

On pourrait peut-être aussi employer des plaques de verre trempé (non dépoli, bien entendu).

Nous ignorons si on a songé à employer des tôles émaillées pour la carène d'un bateau ; il y aurait peut-être là aussi quelque chose de bien à chercher.

Mais l'idéal de la question serait réalisé si on pouvait obtenir un tissu assez résistant, dont on habillerait littéralement la carène d'un bateau. Une huile épaisse serait introduite entre la coque et l'enveloppe qui deviendrait ainsi huileuse c'est-à-dire poisseuse et n'offrirait dès lors qu'un coefficient de frottement absolument réduit.

Il se passerait alors, au point de vue du glissement, quelque chose d'analogue à celui du poisson dont le corps est, comme chacun sait, gluant et extrêmement glissant.

Peut-être pourra-t-on fabriquer des tôles métalliques poreuses laissant suinter l'huile, ce qui remplacerait le tissu dont nous venons de parler.

Enfin, sera-t-on assez hardi pour habiller la carène d'une toile métallique de cuivre séparée de la première d'un espace restreint et rempli d'huile, qui s'échapperait par gouttes par des trous très petits.

En résumé nous croyons qu'il y a lieu de chercher sérieusement à diminuer la résistance de glissement des carènes ce qui permettra de diminuer l'importance des machines motrices et la consommation de combustible.

Limite inférieure de la vitesse de l'eau du jet propulseur en sortant

13. — Nous devons fixer l'attention sur cette question.

Il est clair qu'il faut que la section o soit toujours pleine du liquide sortant pour que la réaction du jet se fasse sur toute sa surface.

Cela implique par conséquent la condition que l'eau en sortant ait au moins une charge d'écoulement égale au rayon r de cette section.

Ainsi la plus petite vitesse sera :

$$\mathrm{W} = \sqrt{2g.r} = \sqrt{2g.\mathrm{H}}$$

Si donc, dans une application, on est conduit par le calcul à une surface O telle que son rayon soit plus grand que H, il ne

faudra pas l'adopter, mais la remplacer par un certain nombre de sections O' ayant $r = H$ au maximum.

En ce cas le bateau exigerait plusieurs sections de sortie O' dont leur somme égalerait O.

Tableaux des relations pratiques entre les éléments $2\Omega, W, R_t$, *les dimensions de carène* [1] L, E *et* C *et la section* O

14. — Pour chacun des tableaux ci-dessous les renseignements seront basés sur une force unique en chevaux-vapeur, en supposant W variant entre deux vitesses données.

Pour se servir utilement de ces renseignements, il n'y aura qu'à se souvenir des lois précédentes.

Rappelons que dans ces tableaux, les forces en chevaux inscrites sont celles convenant à la résistance R_t de propulsion proprement dite.

A observer que O représente la somme des sections nécessaires à la sortie de l'eau et qu'elle devra être remplacée par plusieurs sections O' équivalentes, dans certains cas.

1. Nous rappellerons une fois pour toutes que la carène est la partie immergée de la coque d'un bateau.

En NŒUDS à l'heure	En KILO-MÈTRES à l'heure	Par SECONDE	SURFACE développée de carène immergée 2 Ω	RÉSIS-TANCE à la propulsion Rt	CHEVAUX utiles par mètre carré de carène	DIMENSIONS de la carène immergée L	E	C	SECTION TOTALE nécessaire à la sortie de l'eau O
1er Tableau — N = 10 chevaux									
4	7,408	2,0576	376	353	0,0269	58	5,8	1,812	1,5792
4,5	8,334	2,2148	261	310	0,0383	48	4,8	1,500	1,0962
5	9,260	2,5720	190	279	0,0526	41	4,1	1,280	0,7980
6	11,112	2,0864	110	233	0,0909	31	3,1	0,968	0,4620
7	12,964	3,6008	69	199	0,144	25	2,5	0,781	0,2898
8	14,816	4,1152	47	177	0,215	20	2	0,621	0,1674
9	16,668	4,6296	33	157	0,307	17	1,7	0,531	0,1386
2e Tableau — N = 100 chevaux									
10	18,520	5,144	238	1395	0,421	46	4,6	1,437	1,0000
12	22,224	6,1728	138	1164	0,727	35	3,5	1,094	0,5796
14	25,928	7,2016	87	996	1,155	28	2,8	0,875	0.3654
16	27,780	7,7160	70	925	1,421	25	2,5	0,781	0,2940
17	31,484	8,7448	48	815	2 068	21	2,1	0,656	0,2016
18	33,336	9,2592	40,5	770	2,455	19	1,9	0,503	0,1701
3e Tableau — N = 1000 chevaux									
19	35,188	9,7736	346	7673	2,888	55,5	5,55	1,703	1,4532
22	40,744	11,4168	223	6627	4,483	45	4,5	1,406	0,8366
25	46,300	12,8600	160	5832	6,220	88	3,5	1,085	0,6720
27	50,004	14,000	118	5357	8,488	32,5	3,25	1.015	0,4956
28	51,856	14,4044	111	5207	9,001	31,5	3,15	0,984	0,4662
30	55,560	15,4330	88	4859	11,370	28	2,8	0,875	0,3696
32	59,264	16,4620	78	4556	13,799	26	2,6	0,812	0 3276
35	64,820	18,0060	56	4165	18,040	22	2,2	0,687	0,2352
40	74,080	20,5770	37	3645	26,944	18	1,8	0,562	0.1554

Relations entre la puissance motrice du jet liquide et la résistance d'un bateau par calme

---

1er Cas

LE BATEAU FLOTTE DANS UN MILIEU LIQUIDE TRANQUILLE

15. — La marche du bateau étant occasionnée uniquement par la réaction du jet liquide en IJ (pl. II) on conçoit que plus il sera fort, plus le bateau avancera rapidement et réciproquement.

La résistance de marche du bateau sera évidemment toujours égale à la poussée ou réaction du jet, mais il pourra n'en pas être de même pour la vitesse W du liquide sortant et celle du bateau [1]. Celle-ci pouvant être beaucoup plus grande que celle-là.

Toutefois, on comprend qu'il est possible de proportionner la puissance du jet et l'importance du bateau, de manière que celui-ci ait sa vitesse de marche égale aussi à W ; la résistance à la propulsion (R_t) est toujours égale évidemment à la réaction du jet.

Admettons que cette première condition soit remplie pour chaque bateau.

Si on désigne par O la section de sortie IJ ; H la poussée sur cette sortie et δ la densité du liquide, la réaction du jet vaudra $\delta . O H$ et l'on pourra poser l'équation générale :

$$R_t = \delta . O . H.$$

En désignant par W la vitesse du liquide, on a :

$$W = \sqrt{2g . H}$$

1. Nous désignons avec intention la vitesse de l'eau du jet par (W) bien qu'avant nous ayons désigné ainsi la vitesse même du bateau.

Il faut faire remarquer ici que si le liquide s'échappe à l'air cela revient au même que s'il sort dans un milieu liquide (pl. II, fig. 7): la réaction est aussi la même.

Or le travail engendré par le liquide sortant est :

$$\delta\, O \times \sqrt{2g\mathrm{H}} \times \mathrm{H} = \delta\, Q\, \mathrm{H}$$

(Q désignant le débit par seconde).

Ce travail est entièrement transmis au bateau et aussi totalement emmagasiné par lui, car rien ne s'oppose à cela, puisque (δoH) ou poussée égale sa résistance (R_t) de marche.

Alors si (v) désigne la vitesse de celui-ci, l'égalité des travaux conduit à l'équation $v \times \delta o \mathrm{H} = \mathrm{R.W.}$

D'où par suite :

$$v = \mathrm{W} = \sqrt{2g.\mathrm{H}}$$

Concluons donc :

1o Par la propulsion hydraulique (ou réaction d'un jet) la poussée totale (δOH) agissant sur la section de sortie est toujours égale à la résistance (R) de marche du navire;

2o La vitesse (W) du liquide sortant peut être rendue aussi toujours égale à celle (v) du bateau en marche;

3o Le travail propulseur QH, étant toujours égal ou travail (R_tW) absorbé par la marche proprement dite du bateau, leur rapport (ou rendement) sera égal à l'unité.

2e Cas.

LE BATEAU REMONTE UN COURANT

16. — En appelant u la vitesse d'un courant en sens inverse

de la marche du bateau animé d'une vitesse réelle W, la résistance à la propulsion de celui-ci sera :

$$R_t = 0{,}214 \times (2\,\Omega)\, W^2 + 0{,}214\, (2\,\Omega)\, u^2$$

Le travail de propulsion devra être :

$$T_u = 0{,}214 \times (2\,\Omega) \times W^3 + 0{,}214\, (2\,\Omega)\, u^3$$

Or, si v' est la vitesse de sortie du liquide son travail vaudra δQH.
d'où

$$\delta\, Q\, H = 0{,}214 \times (2\,\Omega) \times (W^3 + u^3)$$

Mais

$$Q = O\, v'$$

d'où :

$$v'\, H = \frac{0{,}214 \times (2\,\Omega) \times (W^3 + u^3)}{\delta\, O}$$

$$v' = \sqrt{2gH} \text{ d'où } H = \frac{v'^2}{2g}$$

et par suite :

$$v'^3 = \frac{0{,}214 \times 19{,}62 \times (2\,\Omega)\, [W^3 + u^3]}{\delta\, O}$$

$$v' = \sqrt[3]{\frac{0{,}214 \times 19{,}62 \times (2\,\Omega)\,(W^3 + u^3)}{\delta\, O}} \qquad (9)$$

3e Cas.

LE BATEAU DESCEND UN COURANT

17. — La question est exactement l'inverse de la précédente. En effet ici u est négative.

On aurait :

$$v' = \sqrt[3]{\frac{0,214 \times 19,62 \times (2\,\Omega) \times [W^3 - u^3]}{\delta .\, O}} \qquad (10)$$

CHAPITRE IV.

Installation de la propulsion à réaction hydraulique par pompe centrifuge nouveau système.

Description d'une installation.

18. — La disposition au moyen de laquelle pourraient être exécutées nos idées de propulsion est la suivante (fig. 7, pl. II).

Une pompe centrifuge de notre système décrit précédemment viendrait solidement fixée au fond d'un bateau; elle serait précédée à l'avant d'une tuyauterie d'aspiration et à l'arrière d'une tuyauterie de refoulement, toutes les deux terminées par un orifice plus petit que ceux de la pompe. Ces tuyauteries seront en quelque sorte de longs tuyaux coniques rattrapant la différence entre les diamètres des orifices d'entrée et de sortie et ceux de la pompe même.

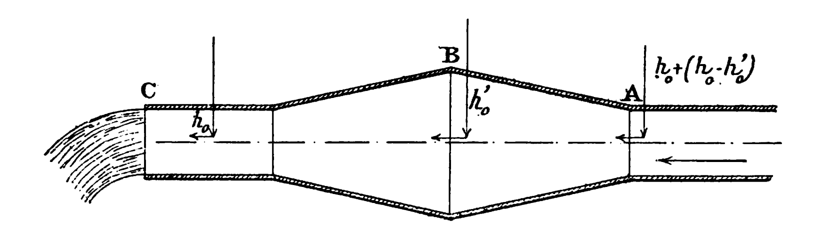
Nous supposons, en outre, que la tuyauterie d'aspiration serait composée de deux coudes, cela pour faciliter l'installation dans le bateau; mais il est probable qu'en application on pourrait souvent installer encore plus simplement.

La tuyauterie d'aspiration sera aussi légèrement évasée à son entrée AB afin que l'eau puisse y entrer sans remous.

Il faut remarquer que l'eau entrera en ABDC aussi vite qu'elle sortira en IJ; elle ira donc moins vite dans la pompe, et c'est précisément pour cela que les sections à cet appareil sont plus grandes que les entrée et sortie des tuyauteries. De cette façon le

liquide passera dans la pompe à une vitesse suffisamment modérée compatible avec un bon fonctionnement mécanique de ses organes.

19. — *Principe.* — *Une tuyauterie pleine d'eau en mouvement formée d'un renflement composé de deux parties coniques symétriques et juxtaposées* (fig. 1) du texte *où le liquide a la même vitesse, avant comme après l'évasement, la perte de charge due à cet évasement n'est que la différence de la poussée existant dans la section réduite de sortie avec celle plus petite agissant dans la plus grande section de l'évasement.*



En effet soit la tuyauterie (fig. 1 du texte). La pression agissant en A est naturellement la somme des pertes de pression après A et des pressions vives existant en A, B et C.

Considérons seulement la poussée réelle produisant le débit en chaque section.

Elle sera h_o pour le débit en C ;

h'_o — B ;

h_o — A.

La poussée du débit en B étant $h'_o < h_o$, de B en C il y a un accroissement de poussée qui vaut $h_o - h'$.

Mais de A en B il y a eu décroissement de charge sur les tranches liquides qui vaut au total $(h_o - h'_o)$.

De sorte que la poussée totale réelle agissant dans la section A doit équilibrer la somme $(h_o - h'_o) + h'_o + (h_o - h'_o.)$

ou :

$$2h_o - 2h'_o + h'_o = 2h_o - h'_o$$

ou enfin :

$$h_o + (h_o - h'_o)$$

Ainsi de A en C il n'y a que la seule perte de charge $(h_o - h'_o)$ On comprendra plus loin que notre système de propulsion est basé, au point de vue hydraulique, sur ce principe.

Développement de la théorie du nouveau système de propulsion. — Résistances diverses au mouvement du liquide propulseur.

20. — Supposons le bateau en marche normale à une vitesse uniforme W. (Voir fig. 7, pl. II.)

Le liquide entrera par l'ouverture A B de section s'' pour s'engouffrer dans le passage légèrement plus petit C D de section s'. Il est évidènt que l'orifice A B doit être plus grand que C D pour qu'il n'y ait pas de contraction ce qui apporterait de l'air dans les tuyauteries.

Disons en passant que les formes évasées de A B en C D et de C D en E F ont pour génératrice une parabole du deuxième degré (mais la théorie des détails des tuyaux ne saurait prendre place ici).

L'eau après avoir franchi C D remplira le tuyau de raccordement D E et passera par les deux coudes F G, G H que l'on fera aussi grands que possible, selon l'emplacement dont on disposera dans le bateau. L'extrémité du tuyau de raccordement a une section s qui restera uniforme jusqu'à l'ouïe de la pompe.

On conçoit qu'il faille placer les coudes sur la section la plus

grande pour que leur perte de charge respective soit aussi petite que possible.

La conduite (BDFGH) est donc la tuyauterie d'aspiration de la pompe.

On sait que la turbine de cette pompe entretient le vide dans le plan KL de son ouïe, il s'ensuit que l'eau s'engouffrera dans la tuyauterie d'aspiration, non pas seulement par l'effet de la vitesse acquise au bateau, mais encore en vertu de la pression atmosphérique [1] $A_t = 10^m,330$.

Quant à la pression hydrostatique (h) (fig. 7) il n'y a pas à en tenir compte, car elle agit aussi bien sur l'entrée de l'eau AB que sur sa sortie IJ et reste conséquemment sans effet.

Le bateau étant en marche normale à la vitesse W il s'ensuit que sur l'entrée AB il existe une poussée $H = \frac{W^2}{2g}$

Par conséquent, pour que la poussée du jet à l'arrivée n'ait à vaincre que (R_t) ou frottement du bateau dans l'eau et résistance du vent etc... (Voir chap. I.) il serait nécessaire que la surface de AB fût exactement égale à celle de IJ. Si AB était beaucoup plus grande, cela ajouterait un supplément de valeur à (R_f) qui est la résistance de déplacement du bateau.

Pourtant pour éviter toute contraction à l'entrée de l'eau, il faudra donner au tuyau une forme conique; le passage CD sera donc, en tout cas, plus petit que AB. (Voir plus loin.)

Maintenant, il n'y a pas que H qui agisse en faveur de l'entrée du liquide, il y a aussi la pression atmosphérique $A_t = 10^m,330$ qui s'exerce à cause du vide relatif entretenu dans le plan de l'ouïe KL de la pompe centrifuge.

Donc, d'une manière générale, on peut dire que l'introduction de l'eau dans la conduite d'aspiration, sera sollicitée par une poussée totale ($H + 10^m,330$) agissant en plein sur le passage AB ou entrée du liquide.

1. Voir notre *Traité des pompes centrifuges*. — Bernard et Cie. éditeurs.

Cela dit, étudions les conditions dynamiques de la tuyauterie d'aspiration.

Pour mieux faire saisir notre idée nous considérons les forces en *ordre inverse* à la marche de l'eau.

Alors nous trouverons que la première poussée utile (k_3) est celle que le liquide doit encore avoir pour entrer dans la turbine. Or si (h_o) est la poussée occasionnant la vitesse (w) dans les sections E F, G et H, il est clair que la résistance d''entrée du liquide sera celle d'un coude arrondi tel que K N O.

En faisant le rayon de ce coude égal à 2,5 fois son diamètre, on aura la valeur de (k_3) par l'expression :

$$k^3 = \left[0{,}131 + 1{,}847 \times (0{,}2)^{\frac{7}{2}}\right] h_o$$

d'où $k_3 = 0{,}137\ h_o$.

Mais le liquide aura déjà dû vaincre la pression absolue de la dépression existant à l'ouïe de la pompe (car le vide n'y est pas parfait). Désignons-la par (p).

Les forces précédant p et qui ont dû être vaincues sont les pertes de charge des deux coudes F G, G H.

En faisant encore leur rayon de courbure (r) égal à ($2{,}5 \times d$), chacun d'eux aura une perte :

$$k^2 = 0{,}137\ h_o$$

d'où pour les deux :

$$2k^2 = 0{,}274\ h_o$$

Ensuite il faut compter la poussée h_o qui existe aussi en F E.

Passé la section F E, il y a un accroissement continuel de poussée jusqu'à un maximum qui existe naturellement en C D, où la section (s') c'est le plus petit passage. Si h'_o est la charge en cette section, l'accroissement de poussée de C D en F E aura été ($h'_o - h_o$).

La vitesse (y) sera w' telle que $w'^2 = 2\,gh'_o$.

Après ce passage C D la tuyauterie sera très légèrement évasée pour éviter sûrement toute contraction du liquide. (A la rigueur on pourrait éviter un évasement à la condition de terminer l'entrée d'eau dans le tuyau très coupant) (fig. 2 du texte).

Pourtant nous préférons la disposition (fig. 3 du texte) qui, selon nous évite sûrement toute contraction.

Or, à cause de l'extrémité du tuyau terminé en tranchant très coupant, il ne se passe pas ici le phénomène des ajutages rentrant expérimentés par Borda.

Aussi nous estimons qu'il suffira d'évaser le tuyau tel que la section ($s' = 0{,}980\ s''$) ou bien $s'' = 1{,}02\ s'$.

Or, W et H étant la vitesse et la poussée de l'eau dans la sec-AB, on aura :

$$w' = 1{,}02\ W$$

et :

$$h'_o = 1{,}0404\ H$$



Ce léger évasement du tuyau nécessitera une augmentation de poussée qui vaudra alors (h'_o — H), puisque c'est la poussée H qui agit en AB.

On peut écrire $(h'_o - H) = 0{,}0404\ H$.

Réunissant alors toutes les poussées successives nécessaires reconnues jusqu'ici, il vient :

$$p + k_3 + 2k_2 + h_o + (h'_o - h_o) + (h'_o - H)$$

Et en réduisant :

$$p + k_3 + 2k_2 + h'_o + (h'_o - H)$$
$$p + k_3 + 2k_2 + 2h'_o - H$$
$$p + h_3 + 2k_2 + 2{,}0808\ H - H$$
$$p + k_3 + 2k_2 + 1{,}0808\ H$$

Ce n'est pas encore tout, car nous avons négligé les pertes de charge par frottement.

Il n'en existe que deux, celles des parois des parties évasées DB et DF.

Voyons d'abord celle du raccord DB. On peut démontrer que sa longueur axiale doit être égale à $\left(\sqrt{2gh'_o} - \sqrt{2gH}\right)$ condition pour laquelle la perte de charge est minimum ; on peut démontrer aussi que la génératrice BD est une partie de parabole. On sait enfin que les sections s et s' satisfont l'équation.

$$\frac{s}{s'} = \frac{\sqrt{h'_o}}{\sqrt{H}}$$

Cette perte du frottement étant désignée par k, aura pour expression :

$$k = \frac{3{,}314 \times f}{\sqrt{Q}}\left(h_o^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}}\right)$$

En remplaçant h'_o par sa valeur 1,0404 H

$$k = \frac{3{,}314 \times f}{\sqrt{Q}}\left(1{,}0404 \times H)^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}}\right)$$

$$k = \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}}\left(1{,}0404^{\frac{9}{4}} - 1\right) \times H^{\frac{9}{4}}$$

Disons en passant que $(1{,}0404)^{\frac{9}{4}} = \sqrt[4]{1{,}423.5} = 1{,}096$, d'où :

$$k = \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \times 0{,}096\ H^{\frac{9}{4}}$$

La perte de l'autre raccord (DCEF) qui aura aussi sa longueur :

$$DF = \sqrt{2gh'_o} - \sqrt{2gh_o})$$

sera exprimée par :

$$k_1 = \frac{3{,}314\,f}{\sqrt{Q}}\left(h'_o{}^{\frac{9}{4}} - h_o{}^{\frac{9}{4}}\right)$$

$$k_1 = \frac{3{,}314\,f}{\sqrt{Q}}\left(1{,}0404^{\frac{9}{4}} \times H^{\frac{9}{4}} - h_o{}^{\frac{9}{4}}\right)$$

A
C (s') (s)
Marche de l'eau
D
B
Marche du tuyau

Telles sont toutes les résistances concernant la tuyauterie d'aspiration ; en les désignaut par R_a, on obtient :

$$R_a = 2h'_o - H + k + k_1 + 2k_2 + p + k_3$$

$$R_a = 1{,}0808\,H + \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \times \left(1{,}0404^{\frac{9}{4}} - 1\right)$$

$$\times\, H^{\frac{9}{4}}\,\frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}}\left(1{,}0404^{\frac{9}{4}} H^{\frac{9}{4}} - h_o{}^{\frac{9}{4}}\right) + 0{,}411\,h_o + p$$

Ou encore :

$$R_a = 1{,}0808\,H +$$

$$\underbrace{\frac{3{,}314 \times f}{\sqrt{Q}}\left[(1{,}0404\ H)^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}}\left(+(1{,}0404H)^{\frac{9}{4}} - h_o{}^{\frac{9}{4}}\right)\right] + 0{,}411h_o + p}_{h_a}$$

$$R_a = 1{,}0808\ H + \underbrace{\frac{3{,}314\,f}{\sqrt{Q}}\left[2 \times (1{,}0404\,H)^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}}\right] + 0{,}411\,h_o + p}_{h_a}$$

(Nous appellerons h_a toutes les pertes de charge réunies provenant du frottement et des changements de direction de la tuyauterie d'aspiration).

Or, en se reportant à notre *Théorie des Pompes centrifuges* déjà précitée, on saura qu'il y a équilibre entre R_a et ($H \times 10^m,330$). Il s'ensuit donc :

$$H + 10{,}330 = 1{,}0800\ H + h_a + p$$

d'où :

$$10{,}330 = 0{,}0808\ H + p + h_a \qquad (11)$$

enfin

$$h_a = 10^m 330 - 0{,}0808\ H - p$$

Voyons à présent les résistances diverses utiles et nuisibles au refoulement que nous désignerons par (R_c).

Il faut déjà remarquer qu'en faveur du refoulement il existe une poussée positive (p), c'est donc une résistance à affecter du signe négatif, soit ($-\ p$).

Cela dit, nous trouvons, en premier, la perte de charge de l'eau à sa sortie de la pompe ou celle du coude O P, elle sera $h_4 = 0{,}137\ h$, car nous ferons $r' = 2{,}5\ ab$ (fig. 7).

Mais elle n'est qu'apparente. En effet la résistance du coude semblable KO immédiatement avant étant vaincue par la pression atmosphérique il existe donc en o une force positive égale à cette force k_4 de sorte que k_4 est nulle.

On trouve ensuite les pertes de charge qui proviennent du

chemin sinueux P Q R à coudes très arrondis ; elles valent tout au plus :

$$k_5 = 0{,}130\, h_o$$

L'eau est rendue en R où elle est toujours sous la pression h_o, elle passera ensuite en S mais dans ce trajet elle aura accru un excès de force vive, ce qui oblige à un excès de pression.

Le liquide devant sortir sous une poussée (H) cet excès de pression vaudra $(H - h_o)$.

Nous avons vu que le raccord progressif RS aura une longueur $(\sqrt{2g\,H} - \sqrt{2g\,h_o})$ et que la perte de charge par frottement vaudra :

$$k_6 = \frac{3{,}314 \times f}{\sqrt{Q}} \left(H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}} \right)$$

Il s'ensuit donc :

$$R_r = -p + 0{,}13c\, h_o + 0{,}130\, h_o + h_o\,(H - h_o) +$$

$$+ \frac{3{,}314 f}{\sqrt{e}} \left(H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}} \right)$$

Ou en réduisant :

$$R_r = -p + \underbrace{0{,}267\, h_o + \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \left(H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}} \right)}_{h_r} + H$$

(Nous appellerons h_r toutes les pertes de charge par frottement et changements de direction de la tuyauterie du refoulement).

En ajoutant les deux résistances R_a et R_r et réduisant on obtient :

$$\mathrm{R}_a + \mathrm{R}_r) = (1{,}0808\,\mathrm{H} +$$

$$\frac{3{,}314\,f}{\sqrt{\mathrm{Q}}}\Big[2 \times (1{,}0404\,\mathrm{H})^{\frac{9}{4}} - \mathrm{H}^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}}\Big) + 0{,}411\,h_o +$$

$$\text{———————} h_a \text{———————}$$

$$+ 0{,}267\,h_o + \frac{3{,}314\,f}{\sqrt{\mathrm{Q}}}\Big(\mathrm{H}^4 - h_o^{\frac{9}{4}}\Big) + \mathrm{H}$$

$$\text{————} h_r \text{————}$$

D'où :

$$\mathrm{R}_a + \mathrm{R}_r = 2{,}0808\,\mathrm{H} + h_a + h_r$$

Or selon notre théorie des pompes centrifuges et en remarquant qu'à l'entrée du liquide il existe évidemment la poussée $\mathrm{H} = \frac{\mathrm{W}^2}{2\,g}$ on pourra remplacer $(\mathrm{R}_a + \mathrm{R}_r)$ par $\mathrm{H}_o + \mathrm{H}$ (H_o étant la somme de toutes les résistances utiles et inutiles intéressant la pompe avec ses tuyaux).

D'où :

$$\mathrm{H}_o + \mathrm{H} = 2{,}0808\,\mathrm{H} + h_a + h_r$$

et :

$$\mathrm{H}_o = 1{,}0808\,\mathrm{H} + h_a + h_r \qquad (12)$$

Telle est l'expression qui permettra de déterminer les valeurs de nombres de tours de la turbine car on sait [1] qu'il est fonction de H_o.

Si on remarque que $1{,}0808\,\mathrm{H} = h'_o + (h'_o - \mathrm{H})$ il vient :

$$\mathrm{H}_o = h'_o + (h_o - \mathrm{H}) + h_a + h_r$$

Ceci soit dit par curiosité.

1. Voir notre *Théorie des pompes centrifuges* Bernard et Cie éditeurs, Paris

21. — Le rendement industriel de l'installation sera :

$$\omega_1 = \frac{H}{H_o} = \frac{H}{1{,}0808\,H + h_a + h_r}$$

$$\omega_1 = \frac{H}{H + 0{,}0808\,H + h_a + h_r}$$

$$\omega_1 = \frac{H}{H + 0{,}808 + H \left\{ \begin{array}{l} \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \left[2 \times (1{,}0404\,H)^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}} \right] + 0{,}415\,h_o \\ \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \left(H - h_o^{\frac{9}{4}} \right) + 0{,}276\,h_o \end{array} \right.}$$

$$\omega_1 = \frac{H}{H + 0{,}0808\,H + \frac{3{,}314 f}{\sqrt{Q}} \left[(1{,}0404\,H)^{\frac{9}{4}} - 2 \times h_o^{\frac{9}{4}} \right] + 0{,}678\,h_o}$$

$$\omega_1 = \frac{H}{H + 0{,}0808\,H + \frac{6{,}628 f}{\sqrt{Q}} \left[(1{,}0404\,H)^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}} \right] + 0{,}678\,h_o}$$

Cette expression jusqu'ici n'est pas suffisamment éloquente puisque H et h_o sont intimement liées pour une tuyauterie existante.

Or remarquons qu'on peut écrire :

$$S^2 h_o = s'^2 h'_o = s^2\,H$$

Il s'ensuit :

$$h_o = \frac{s^2}{S^2}\,H$$

Alors en remplaçant h_o par cette valeur il vient :

$$\omega_1 = \frac{H}{H + 0{,}0808H + \frac{6{,}628 f}{\sqrt{Q}}\left[(1{,}0404\ H)^{\frac{9}{4}} - \left(\frac{s^2}{S^2}H\right)^{\frac{9}{4}}\right] + 0{,}678\frac{s^2}{S^2}H}$$

$$\omega_1 = \frac{H}{H + \left(0{,}0808 + 0{,}678\frac{s^2}{S^2}\right)H + \frac{6{,}628 f}{\sqrt{Q}} \times H^{\frac{9}{4}}\left[1{,}0404^{\frac{9}{4}} - \left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]}$$

Divisant par H, on a :

$$\omega_1 = \frac{1}{1 + \left(0{,}0808 + 0{,}678\frac{s^2}{S^2}\right) \times \frac{6{,}628 f}{\sqrt{Q}} \times H^{\frac{5}{4}}\left[1{,}0404^{\frac{9}{4}} - \left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]}$$

$$\omega_1 = \frac{1}{1{,}0808 + 0{,}678\frac{s^2}{S^2} + \frac{3479}{\sqrt{Q}} \times H^{\frac{5}{4}} \times \left[1{,}096 - \left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]}$$

Et remarquant que :

$$Q = s\sqrt{2g \times H}$$

Aussi :

$$\sqrt{Q} = \sqrt{s\sqrt{2g.H}} = \sqrt{s\sqrt{2g}} \times \sqrt[4]{H}$$

d'où :

$$\sqrt{Q} = 2{,}104\sqrt{s} \times \sqrt{H},$$

il vient :

$$\omega_1 = \frac{1}{1{,}0808+0{,}678\frac{s^2}{S^2}+\frac{0{,}03469}{2{,}104\sqrt{s}\sqrt[4]{H}}\times H^{\frac{5}{4}}\times\left[1{,}096-\left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]}$$

et enfin en réduisant :

$$\omega_1 = \frac{1}{1{,}0808+0{,}678\left(\frac{s^2}{S^2}\right)+\frac{0{,}03479}{2{,}104\sqrt{s}}\times H\times\left[1{,}096-\left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]}$$

Et effectuant :

$$\omega_1 = \frac{1}{1{,}0808+0{,}678\frac{s^2}{S^2}+\frac{0{,}01658}{\sqrt{s}}H\left(1{,}096-\left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right)} \quad (13)$$

Conclusions. — De ces expressions il faut tirer les conséquences suivantes :

1° Ayant reconnu que pour un projet, (s et H) sont deux données *a priori*, il faut conclure que le rendement sera d'autant plus grand que S sera grand.

En ce cas S et ω_1 sont liés par une parabole renversée.

2° Au cas où H serait la donnée principale *a priori*, le rendement sera maximum pour la plus petite valeur de $\left(\frac{s^2}{S^2}\right)$. C'est un cas particulier de la première conséquence.

Il faudra donc que S soit autant que possible très supérieur à s.

3° Pour une installation donnée que $S = s$ ou $S > s$, le rendement sera maximum pour la plus petite valeur de H. Alors H et ω_1 sont liés par une droite.

Formules simplifiées du rendement
Conséquences diverses

22. — Il faut encore conclure, d'une manière générale, que le rendement ω_1 (form. 13) sera d'autant plus grand que H sera plus petit (ou bien la vitesse W du bateau petite) en même temps aussi que le rapport $\frac{s}{S}$ sera petit.

Ceci nous permettra de simplifier cette formule (13) sans en changer la valeur d'une quantité appréciable.

En effet, puisque $\left(\frac{s}{S}\right)$ sera toujours plus petit que l'unité, il s'ensuivra que le terme $\left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}$ sera négligeable et que la valeur de $\left[1{,}096 - \left(\frac{s^2}{S^2}\right)^{\frac{9}{4}}\right]$ peut être considérée égale à l'unité. En ce cas la formule se réduit à :

$$\omega_1 = \frac{1}{1{,}0808 + 0{,}678\,\frac{s^2}{S^2} + \frac{0{,}01658}{\sqrt{s}}\,H} \qquad (14)$$

D'où cette conséquence générale : le rendement sera d'autant plus grand que S sera grande envers s et en même temps que H sera petite.

Ainsi pour un grand rendement il faut : s petite, S grande et H petite, c'est-à-dire vitesse du bateau petite.

Toutefois S et H doivent être intimement liées comme on verra ci-dessous :

On tire de la formule 14 :

$$\frac{s^2}{S^2} = \frac{1 - 1{,}0808\,\omega_1 - \frac{0{,}01658\,H}{\sqrt{s}}\,\omega_1}{0{,}678\,\omega_1}$$

d'où

$$S = s \times \sqrt{\frac{0,678 \times \omega_1}{1 - 1,0808\,\omega_1 - \frac{0,01658\,\omega_1}{\sqrt{s}} \times H}}$$

Cela posé, on voit d'autre part (form. 13) que le rendement (ω_1) sera d'autant plus grand que sera petite la somme A des deux termes :

$$0,678\,\frac{s^2}{S^2} + \frac{0,01658}{\sqrt{s}}\,H = A \tag{15}$$

Et pour une valeur de :

$\omega_1 = 0,7$, on aurait $A = 0,3477$
$\omega_1 = 0,75$ — $A = 0,2525$
$\omega_1 = 0,8$ — $A = 0,1692$
$\omega_1 = 0,85$ — $A = 0,0956$

Or de cette dernière formule (15) on dégage :

$$\frac{s^2}{S^2} = \frac{A - \frac{0,01658}{\sqrt{s}}\,H}{0,678}$$

d'où

$$S^2 = s^2 \times \frac{0,678}{A - 0,01658\,\frac{H}{\sqrt{s}}}$$

et

$$S = s \times \sqrt{\frac{0,678}{A - 0,01658\,\frac{H}{\sqrt{s}}}} \tag{16}$$

Et aussi :

$$H = \frac{\left(A - 0,678 \times \frac{s^2}{S^2}\right)\sqrt{s}}{0,01658} \qquad (17)$$

Ces expressions montrent que :

1° Pour un rendement ω_1 donné, ou une valeur de A donnée, H serait directement proportionnelle à $\sqrt{s}$; elles seraient liées par une parabole.

Il s'ensuit que pour un rendement donné, un bateau pourra aller d'autant plus vite que (s) sera grande, puisque cela conduit à une valeur grande pour H et que $W = \sqrt{2gH}$.

2° Elles font voir aussi que pour des valeurs données pour s, ω_1 et A, S sera d'autant plus grande que H le sera aussi; S et H seraient, en ce cas, liées par une parabole.

Il faut remarquer ici, d'après la formule de S qu'en tout cas, on aura :

$$A - 0,01658 \frac{H}{\sqrt{s}} < 0,678$$

puisque $S > s$.

3° On voit enfin que ces formules serviront parfaitement en pratique, puisque nous avons vu que dans une application (s et H) sont des données *a priori*.

23. — Pour éclairer la question et mieux renseigner le lecteur, il faut déjà voir comment varient H et conséquemment W, pour des valeurs données constantes de ω_1, A et s, en faisant varier la valeur du rapport $\frac{s}{S}$.

Nous calculerons trois séries de valeurs de H pour $s = 1$ mètre carré correspondant aux trois valeurs admises de ω_1 qui précèdent, et obtiendrons les renseignements des trois tableaux suivants :

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	H	$W = \sqrt{2gH}$	VITESSE en nœuds à l'heure	DÉBIT $Q = s\,W$	TRAVAIL UTILE $Tu = \frac{QW}{75}$	VITESSE u dans la pompe
1er TABLEAU. — Données : $\omega_1 = 0,7$; $A = 0,3477$; $s = 1^{m2}$, $\sqrt{s} = 1$ Diamètre de $s = 1,130$								
3 s	0,333	0,1100	16,472	17,977	34,944	17m³977	4309ch	5,992
3,5 s	0,2857	0,0816	17m634	18,600	36,155	18, 600	4612,80	5,314
4 s	0,250	0,0626	19,000	19,307	37,529	18, 307	4970,14	4,826
2e TABLEAU — Données : $\omega_1 = 0,75$: $A = 0,2525$; $s = 1^{m2}$; $\sqrt{s} = 1$ Diamètre de $s = 1,130$								
3 s	0,333	0,1100	10,746	14,585	28,250	14,585	2836,30	4,862
3,5 s	0,2857	0,0816	11,908	15,219	29,583	15,219	3088,24	4,348
4 s	0,2500	0,0625	15,779	15,779	30,678	15,779	3256,57	3,945
3e TABLEAU — Données $\omega_1 = 0,08$; $A = 0,1692$. $s = 1^{m2}$; $\sqrt{s} = 1$ Diamètre de $s = 1^m130$,								
3 s	0,333	0,1100	5,706	10m587	20,579	10m³587	1494 ch 46	3,529
3,5 s	0,2857	0,0816	6,868	11,608	22,564	11 608	1797	3,316
4 s	0,250	0,0625	7,649	12,250	23,812	12 250	2000	3,0625
4e TABLEAU. — Données : $\omega_1 = 0,85$ $A = 0,0956$; $s = 1^{m2}$; $\sqrt{s} = 1$ Diamètre de $s = 4^m,130$								
3 s	0,333	0,1100	1m266	4,983	12,925	4m³983	331 ch	1,661
3,5 s	0,2847	0,0816	2 429	6,903	13,418	6 903	635	1,972
4 s	0,250	0,0625	3 210	7,936	15,426	7 936	840	1,984

(Nous avons, par des calculs préalables, reconnu qu'il ne convient pas d'admettre un rendement inférieur à 0,70 et qu'il suffit de considérer ($S < 3s$) à ($S > 4s$).

La conclusion à tirer de ces tableaux, c'est qu'ils font voir éloquemment que les meilleures proportions à adopter pour les orifices d'entrée et d'évacuation du liquide, envers les sections de la pompe sont de $S = 3s$ à $4s$ et que le rendement hydraulique variera de 0,70 à 0,850.

(Par une épure des résultats il est facile de voir que le rendement 0,85 admis comme maximum ne saurait être dépassé que d'une quantité insignifiante et que nous négligeons à dessein).

24.—Ces connaissances acquises, il faut savoir maintenant comment varieront H et conséquemment la vitesse W du bateau pour des installations données avec rendements correspondant admis.

Pour mieux renseigner le lecteur nous calculerons quatre séries de valeurs de H correspondant aux quatre séries de rendements suivants : $\omega_1 = 0,7$; $\omega_1 = 0,75$; $\omega_1 = 0,80$; $\omega_1 = 0,85$, et cela pour les 3 relations de s et S qui sont : $S = 3\,s$; $S = 3,5\,s$; $S = 4\,s$.

Les résultàts sont consignés dans les quatre tableaux suivants.

Pour dresser ces tableaux rapidement nous ferons remarquer qu'il suffit de calculer pour chaque série une valeur de H et que les autres s'obtiendront par une parabole dans laquelle les abscisses seront $\sqrt{s}$ et les ordonnées H.

En effet la formule 17 est celle d'une parabole pour laquelle :

$$y^2 = H, x = \sqrt{s} \text{ et } 2\,p = \frac{A - 0,678\,\frac{s^2}{S^2}}{0,01658}$$

Or le terme $2p$ est connu, puisque nous nous donnons les rendements ω_1 et conséquemment A ainsi que les valeurs $\left(\frac{s^2}{S^2}\right)$ pour chaque série d'installation.

Ci-dessous les quatre tableaux précités:

1er TABLEAU. — DONNÉE : $\omega_1 = 0,70$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\,W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Première Série												
3 s	0,333	0,110	78c54	100mm	173mm20	4,850	9m,754	18,960	0,0766	3,251	35,114	9,962
id.	id.	id.	314,16	200	346,400	6,900	11,935	22,611	0,3655	3,878	41,886	56,701
id.	id.	id.	706,86	300	519,300	8,450	12,875	25,026	0m3,910	4,291	46,350	11716,250
id.	id.	id.	1256,60	400	683,060	9,720	13,809	26,842	1,736	4,603	49,712	319,632
id.	id.	id.	1063,50	500	866,000	10,920	14,637	28,451	2,873	4,879	52,693	560,694
id.	id.	id.	2827,40	600	1039,220	11,970	15,324	29,767	4,332	5,108	55,166	885,114
id.	id.	id.	3848,50	700	1212,440	12,350	15,877	30,862	6,109	5,292	57,157	1293,233
id.	id.	id.	5026,50	800	1385,600	13,750	16,424	31,925	8,255	5,475	59,126	135580,12
id.	id.	id.	6361,70	900	1558,840	14,620	16,936	32,921	10,775	5,645	60,970	2433,138
id.	id.	id.	7854,00	1.000	1732,000	15,450	17,410	33,842	13,673	5,803	62,676	3173,959
id.	id	id.	1m2,000	1,130	1954,400	16,472	17,977	34,944	17m3,977	5,992	64,717	4309,00

1er TABLEAU (suite). — DONNÉE : $\omega_1 = 0,70$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\ g\ H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\ W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\ W}{75}$
					Deuxième Série							
3,5 s	0,2857	0,0816	78c,54	100	187,080	5,200	10,106	19,644	0,0793	2,887	36,382	10,685
id.	id.	id.	314,16	200	374,160	7,300	11,967	23,261	0,376	3,419	43,081	59,954
id.	id.	id.	706,86	300	572,400	9,000	13,288	25,829	0,939	3,796	47,837	166,365
id.	id.	id.	1256,60	400	748,300	10,400	14,281	27,760	1,795	4,080	51,412	341,792
id.	id.	id.	1963,50	500	935,100	11,750	15,183	29,513	2,980	4,338	54,659	603,271
id.	id.	id.	2827,40	600	1122,420	12,900	15,908	30,922	4,497	4,545	57,269	953,843
id.	id.	id.	3848,50	700	1309,560	13,900	16,514	32,100	6,354	4,718	59,450	1392,066
id.	id.	id.	5026,50	800	1496,660	14,850	17,069	33,179	8,579	4,876	61,448	1952,466
id.	id.	id.	6361c,70	900	1683,720	15,800	17,606	34,223	11,200	5,030	63,382	2629,162
id.	id.	id.	7854,00	1.000	1870,820	16,700	18,101	35,185	14,1165	5,171	65,164	3406,349
id.	id.	id.	1m2,000	1.130	2107,980	17,634	18m,600	36m,155	18m3,600	5,314	66,960	4612,800

1[er] TABLEAU (suite). — DONNÉE : $\omega_1 = 0,70$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\,W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile T_u $\frac{Q\,W}{75}$
Troisième Série												
4 s	0,250	0,0625	78,54	100	200,000	5,800	10,667	20,734	0,0838	2,666	38,401	11,918
id.	id.	id.	314,16	200	400,000	8,300	12,528	24,352	0,393	3,132	45,101	65,646
id.	id.	id.	706,86	300	600,000	9,700	13,795	26,815	0,975	3,449	49,662	179,335
id.	id.	id.	1286,60	400	797,000	11,300	14,856	28,874	1,867	3,714	53,482	369,815
id.	id.	id.	1963,50	500	1000,000	12,700	15,785	30,683	3,098	3,946	56,826	652,025
id.	id.	id.	2827,40	600	1199,996	13,900	16,514	32,100	4,668	4,128	59,450	1027,831
id.	id.	id.	3848,50	700	1399,940	15,000	17,155	33,346	6,601	4,288	61,758	1509,868
id.	id.	id.	5026,50	800	1599,980	16,000	17,718	34,440	8,903	4,429	63,784	2103,244
id.	id.	id.	6361,70	900	1799,980	17,000	18,262	35,500	11,619	4,565	65,747	2829,304
id.	id.	id.	7864,00	1.000	2000,000	18,100	18,844	36,629	14,800	4,711	67,838	3718,549
id.	id.	id.	10,00	1.130	2256,760	19,000	19,307	37,529	19m,307	4,826	69,505	4970,00

2e TABLEAU. — DONNÉE : $\omega_1 = 0,75$
$A = 0,25253$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\ g\ H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\ W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\ W}{75}$
Première Série												
3 s	0,333	0,110	78c54	100mm	173mm20	3,200	7,923	15,401	0,0622	2,641	28,523	6,571
id.	id.	—	314,16	200	346,400	4,500	9,342	18,150	0,293	3,114	33,631	36,496
id.	id.	—	706,86	300	519,300	5,500	10,387	20,190	0,735	3,462	36,393	101,792
id.	id	—	1256,60	400	683.060	6,400	11,205	21,240	1,408	3,735	40,338	210,222
id.	id.	—	1963,50	500	866,000	7,150	11,844	23,022	2,325	3,948	42,638	367,164
id.	in.	—	2827,40	600	1039,220	7,350	12,008	23,341	3,395	4,003	43,229	543,562
id.	id.	—	3848,50	700	1212,440	8,450	12,875	25,026	4,954	4,292	46,350	850,436
id.	id.	—	5026,50	800	1385,600	8,975	13,269	25,792	6,669	4,423	47,768	1179,879
id.	id.	—	6361,70	900	1558,840	9,550	13,688	26,607	8,708	4,563	49,277	1589,268
id.	id.	—	7854,00	1.000	1732,000	10,100	14,077	27,357	11,001	4,692	50,677	2064,814
id.	id.	—	1m2,00	1.130	1954,400	10,746	14,585	28,350	14m3585	4,862	52,506	2836,296

2ᵉ Tableau (suite). — Donnée : $\omega_1 = 0,75$
$A = 0,26253$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent carrés	Diamètre de s	Diam. de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\,W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Deuxième Série												
3,5 s	0,2857	0,0816	78ᶜ54	100	187,020	3,650	8,463	15,350	0,0664	2,418	30,467	7,492
id.	id.	id.	314,16	200	374,160	5,150	9,954	19,348	0,313	2,844	35,834	41,544
id.	id.	id.	706,86	300	572,400	6,100	10,938	21,263	0,773	3,125	39,380	112,744
id.	id.	id.	1256,60	400	748,300	7,100	11,802	22,941	1,484	3,372	42,487	233,655
id.	id.	id.	1963,50	500	935,400	7,900	12,449	24,198	3,434	3,557	44,816	405,671
id.	id.	id.	2827,40	600	1122,420	8,950	13,102	25,468	3,704	3,743	47,167	647,064
id.	ld.	id.	3848,50	700	1309,560	9,440	13,609	26,453	5,237	3,888	48,992	950,271
id.	id	id.	5026,50	800	1496,660	10,075	14,059	27,327	7,066	4,017	50,612	1324,545
id.	id.	id.	6361,70	900	1683,720	10,650	14,452	28,092	9,258	4,129	52,027	1783,954
id.	id.	id.	7854,00	1.000	1870,820	11,250	14,860	28,877	11,671	4,246	53,496	2309,747
id.	id.	id.	10ᵐ	1.130	2107,980	11,908	15,219	29,583	15ᵐ³219	4,348	54,788	3088,259

2e Tableau (suite) : Donnée : $\omega_1 = 0{,}75$
$A = 0{,}25253$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q s W par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Troisième Série												
4 s	0,250	0,0625	78,54	100	200,000	4,000	8,858	17,218	0,0695	2,2145	31,889	8,208
id.	id.	id.	314,16	200	400,000	5,450	10,340	20,045	0,325	2,585	37,224	44,806
id.	id.	id.	706,86	300	600,000	6,600	11,379	22,118	0,801	2,842	40,963	121,983
id.	id.	id.	1256,60	400	797,000	7,650	12,251	23,814	1,540	3,063	44,104	251,554
id.	id.	id.	1963,50	500	1000,000	8,500	12,913	23,481	2,535	3,228	46,487	436,459
id.	id.	id.	2829,40	600	1199,996	9,300	13,508	26,257	3,819	3,377	48,629	687,694
id.	id.	id.	3848,50	700	1399,940	10,050	14,042	27,295	5,403	3,510	50,651	1011,585
id.	id.	id.	5026,50	800	1599,980	10,700	14,489	28,164	1,282	3,622	52,160	1140,678
id.	id.	id.	6361,70	900	1799,980	11,350	14,923	29,008	9,494	3,731	53,723	1889,050
id.	id.	id.	7854,00	1.000	2000,000	11,950	15,312	29,764	12,026	3,828	55,123	2455,227
id.	id.	id.	10,00	1,190	2256,760	12m690	15,779	30,678	15m3 779	3,945	56,804	3256,575

3ᵉ TABLEAU. — DONNÉE $\omega_1 = 0{,}80$
$A = 0{,}1692$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. car.	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q s W par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Première Série												
3 s	0,33	0,110	78ᶜ54ᵐᵐ	100	173ᵐᵐ20	1,720	5,809	11,291	0,046	1,936	20,912	3,563
id.	id.	id.	314,16	200	346,400	2,380	6,833	13,282	0,215	2,278	24,599	19,588
id.	id.	id.	706,86	300	519,300	2,900	7,543	14,662	0,533	2,514	27,158	53,605
id.	id.	id.	1256,60	400	683,060	3,400	8,167	15,875	1,0265	2,722	29,401	111,724
id.	id.	id.	1963,50	500	866,000	3,800	3,634	16,782	2,695	2,878	31,082	195,128
id.	id.	id.	2827,40	600	1039,220	4,200	9,077	17,644	2,566	3,026	32,677	310,554
id.	id.	id.	3848,50	700	1212,440	4,500	9,396	18,264	3,715	3,132	33,826	452,887
id.	id.	id.	5026.50	800	1385,600	4,825	9,729	18,911	4,890	3.243	35,024	634,331
id.	id.	id.	6361,70	900	1558,840	5,100	10,030	19,496	6,381	3,343	36,108	853,352
id	id.	id.	7854,00	1.000	1732,000	5,400	10,293	20,080	8,084	3,131	37,055	1109,448
id.	id.	id.	1m²,00	1.130	1954,400	5,706	10,580	20,565	10ᵐᶜ,580	3,527	38,088	1492,485

3e Tableau (suite). — Donnée $\omega_1 = 0,80$
A = 0,1692

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit $Q = s\,W$ par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Deuxième Série												
3,5 s	0,2857	0,0816	78c54	100	187,080	2,050	6,341	12,326	0,0498	1,812	22,828	4,210
id.	id.	id.	314,16	200	374,160	2,875	7,510	14,598	0,236	2,146	27,836	23,631
id.	id.	id.	706,54	300	572,400	3,550	8,339	15,209	0,589	2,382	30,020	65,488
id.	id.	id.	1256,86	400	748,300	4,100	8,968	17,432	1,127	2,562	32,255	134,756
id.	id.	id.	1963,60	500	935,400	4,600	9,501	18,468	1,865	2,715	34,204	236,233
id.	id.	id.	2827,50	600	1122,420	5,060	9,963	19,366	2,816	2,847	35,867	374,077
id.	id.	id.	3948,40	700	1309,560	5,450	10,340	20,099	3,979	2,954	37,224	548,571
id.	id.	id.	5026,50	800	1496,660	5,800	10,660	20,721	5,358	3,046	38,376	761,550
id	id.	id.	6361,50	900	1683,720	6,140	10,977	21,337	6,983	3,136	39,517	1022,032
id	id.	id.	7854,00	1.000	1870,820	6,500	11,292	21,949	8,868	3,226	49,651	1335,316
id.	id.	id.	1m2,00	1.130	2107,980	6,868	11,608	22,564	11m3,008	3,316	41,789	1796,608

3e Tableau (suite). — Donnée : $\omega_1 = 0,80$

$A = 0,1692$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2 g H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q = s W par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $\Gamma_u = \frac{Q W}{75}$
Troisième Série												
4 s	0,250	0,0625	78,54	100	200,000	2,280	6,688	13,000	0,0525	1,672	24,077	4,681
id.	id.	id.	314,54	200	400,000	3,225	7,954	15,461	0,250	1,988	28,634	26,513
id.	id.	id.	706,16	300	600,000	3,930	8,781	17,069	0,621	2,195	31,612	72,706
id.	id.	id.	1256,86	400	797,000	4,540	9,437	18,343	1,186	2,359	33,973	149,230
id.	id.	id.	1963,60	500	1000,000	5,075	9,978	19,395	1,959	2,493	35,921	260,625
id.	id.	id.	2827,50	600	1199,906	5,570	10,529	20,272	2,948	2,607	37,544	499,929
id.	id.	id.	3848,40	700	1399,940	6,000	10,849	21,088	4,175	2,712	39,056	603,661
id.	id.	id.	5026,50	800	1599,980	6,430	11,231	21,831	5,645	2,808	40,432	845,319
id.	id.	id.	6361,50	900	1799,980	6,820	11,567	22,484	7,359	2,893	41,641	1134,954
id.	id.	id.	7854,70	1.000	2000,000	7,200	11,885	23,102	9,334	2,971	42,786	1479,128
id.	id.	id.	10.00	1,130	2256,760	7,635	12,253	23,818	12,253	3,063	44,111	2100,83

4e Tableau. — Données $\omega_1 = 0{,}85$
$A = 0{,}956$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q = S W par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Première Série												
3 s	0,333	0,110	$78^{c}54$	100	$173^{mm}20$	0,380	2,730	5,301	0,0214	0,910	9,828	0,776
id.	id.	id.	314,54	200	346,400	0,540	3,254	6,325	0,1022	1,085	11,714	4,434
id.	id.	id.	706,16	300	519,300	0,650	3,511	6,825	0,248	1,170	12,640	11,600
id.	id.	id.	1256,86	400	683,060	0,760	3,861	7,505	0,485	1,287	13,900	24,967
id.	id.	id.	1993,60	500	866,000	0,850	4,083	7,936	0,801	1,361	14,399	43,606
id.	id.	id.	2827,50	600	1039,220	0,940	4,294	8,346	1,214	1,431	15,458	69,505
id.	id.	id.	3848,40	700	1212,440	1,015	4,462	8,673	1,717	1,487	16,063	102,150
id.	id.	id.	5026,50	800	1385,600	1,080	4,603	8,947	2,313	1,534	16,371	141,956
id.	id.	id.	6361,50	900	1558,840	1.150	1,750	9 233	3,022	1,583	17,100	191,526
id.	id.	id.	7854,70	1.000	1732,000	1,215	4,882	9,489	3,834	1,627	17,375	249,566
id.	id.	id.	$1^{m2},00$	1.130	1954,400	1,268	4,987	9,693	$4^{m3},987$	1,662	17,953	331,602

4e TABLEAU (suite). — DONNÉE : $\omega_1 = 0,85$

$A = 0,0956$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. carrés	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q = S W par seconde	w	Vitesse en nœuds à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Deuxième Série												
3,5 s	0,2857	0,0816	78c54	100	187,080	0,700	3,658	7,110	0,0287	1,045	13,169	1,399
id.	id.	id.	314,16	200	374,160	1,025	4,484	8,715	0,141	1.281	16,142	8,429
id.	id.	id.	706,86	300	572,400	1,250	4,952	9,625	0,341	1,415	17,827	22,515
id.	id.	id.	1256,60	400	748,300	1,450	5,333	10,366	0,670	1,524	19,199	47,641
id.	id.	id.	1963,50	500	935,400	1,625	5,646	10,951	1,108	1,613	20,326	83,410
id.	id.	id.	2827,40	600	1122.420	1,775	5,901	11,416	1,668	1,686	21,244	131,238
id.	id.	id.	3848,50	700	1309,560	1,925	6,145	11.944	2,364	1,756	22,122	193,690
id.	id.	id.	5026,70	800	1496,660	2,050	6,341	12,326	3,187	1,812	22,828	269,450
id.	id.	id.	6361,70	900	1683,720	2,165	6,513	12,660	4,143	1,861	23,447	359,778
id.	id.	id.	7854,00	1.000	1870,820	2,280	6,688	12,909	5,253	1,911	24,077	468,427
id.	id.	id.	10.00	1.130	2107,980	2,429	6,903	13,418	$6^{m3},903$	1,972	24,851	635,352

4e Tableau. — Donnée : $\omega_1 = 0{,}85$
$A = 0{,}0956$

S	$\frac{s}{S}$	$\frac{s^2}{S^2}$	s en cent. car.	Diamètre de s	Diamètre de S	H	$W = \sqrt{2\,g\,H}$	Vitesse en nœuds à l'heure	Débit Q = S W par seconde	w	Vitesse en kilom. à l'heure	Travail utile $T_u = \frac{Q\,W}{75}$
Troisième Série												
4 s	0,250	0,0625	78c54	100	200,000	0,975	4,373	8,500	0,0344	1,093	15,743	2.005
id.	id.	id.	314,16	200	400,000	1,375	5,193	10,094	0,163	1,298	18,695	11,286
id.	id.	id.	706,86	300	600,000	1,675	5,732	11,142	0,405	1,433	20,635	30,952
id.	id.	id.	1256,60	400	797,000	1,950	6,185	12,022	0,777	1,546	22,266	64,076
id.	id.	iu.	1963,50	500	1000,000	2,150	6,494	12,623	1,275	1,623	23,378	110,398
id.	id.	id.	2827,40	600	1199,996	2,375	6,824	13,264	1,929	1,706	24,566	175,513
id.	id.	id.	3848,50	700	1399,940	2,575	7,107	13,814	2,735	1,777	25,585	259,168
id.	id.	id.	5026,50	800	1599,980	2,725	7,311	14,211	3,674	1,828	26,320	358,133
id.	id.	id.	6361,70	900	1799,980	2,900	7,543	14,662	4,799	1,886	27,155	482,653
id.	id.	id.	7854,00	1 000	2000,000	3,050	7,735	15,035	6,075	1,934	27,846	625,600
id.	id.	id.	1m2,00	1.130	2256,760	3,210	7,936	15,426	7m3936	1,984	28,570	839,733

Conclusions. — Voici ce qu'il faut conclure des tableaux :

1° Ils renseignent parfaitement sur les valeurs relatives des éléments pour toute application depuis un rendement hydraulique de 0,70 à 0,85 ;

2° Ils font voir nettement que les rendements seront plus grands pour les bateaux allant doucement que pour ceux devant aller vite ;

3° Mais, fait excessivement important, ils montrent que notre système de propulsion a un champ d'application illimité. C'est-à-dire qu'il convient à toutes les vitesses de bateau et cela avec des rendements hydrauliques excellents variant de 75 à 85 %, selon les vitesses W admises.

Cas où un bateau devra avoir plusieurs pompes propulsives. Limite de vitesse d'une marche d'un bateau et de l'eau sortant par une section de sortie donnée.

25. — Il est clair que le liquide devra toujours sortir à plein orifice I J. Cette observation apprend, par conséquent, que la plus petite vitesse que pourra posséder le liquide en sortant correspondra à une charge (ou poussée) minimum égale au rayon r de la section de sortie. Celle-ci aurait alors son « débit naturel [1] » à section pleine.

Autrement dit, on aura :

$$W = \sqrt{2g.H} = \sqrt{2g.r}$$

minimum

1. Voir notre étude au *Bulletin technologique de la Société des Arts et Métiers* du mois d'octobre 1894.



Il s'ensuit que si les calculs donnaient pour un projet de bateau, une section o ayant $r > H$, il ne faudrait pas employer qu'une pompe propulsive, mais plusieurs, telles que la somme des sorties o' soit égale à o et que chacune d'elles ait un rayon plus petit que H ou tout au plus égal.

Le minimum de vitesse ci-dessus est aussi celui du bateau puisque nous admettons que les deux vitesses sont toujours égales, *ad hoc*, c'est-à-dire que les dimensions de la coque et la force propulsive sont proportionnées pour cela.

Limites maxima du fonctionnement du système de propulsion sans égards pour le rendement.

26. — Tous les tableaux qui précèdent sont des renseignements d'applications pratiques correspondant à un rendement hydraulique donné.

Mais ce ne sont pas les limites possibles d'application ; celles-ci seraient, bien différentes, comme on va le voir.

Il y a, en effet une limite de fonctionnement que l'on déterminera par considération de ces deux idées :

1° Il faut que la conduite d'aspiration fournisse assez d'eau pour réaliser $Q = s \times W = s\sqrt{2gH}$;

2° Il faut que l'eau arrive et passe dans la pompe à une vitesse relativement modérée pour qu'il n'y ait pas destruction rapide des organes.

Nous avons déjà vu que, selon nous, il serait excellent de s'en tenir aux vitesses des « débits naturels » des sections (S), conditions qui donnent $h_0 = R$ pour $\pi R^2 = S$ et avons indiqué les vitesses limites pratiques que l'on ne devrait pas dépasser.

Or l'eau, en vérité, est fournie à l'aspiration par la pression atmosphérique [1] $A_t = 10,333$,

Reprenons donc alors la formule (11) :

$$10^m,330 = 0,0808\,H + h_a$$

Or p est la pression absolue de la dépresssion à l'ouïe de la turbine; nous pouvons admettre [2] pour sa valeur en colonne d'eau, 3 mètres; il s'ensuivra :

$$7^m,330 = 0,0808\,H + p + h_a$$

En remplaçant h_a, on a, sachant que $1,0404^{\frac{9}{4}} = 1,096$.

$$7,330 = 0,0808\,H + \frac{3,314\,f}{\sqrt{Q}}\left[2,0808\,H^{\frac{9}{4}} - H^{\frac{9}{4}} - h_o^{\frac{9}{4}}\right] + 0,411\,h_o$$

$$7,330 = 0,0808\,H + \frac{3,314\,f}{\sqrt{Q}} \times 1,0808\,H^{\frac{9}{4}}\,\frac{3,314\,f}{\sqrt{Q}} + h_o^{\frac{9}{4}} + 0,411\,h_o$$

$$\frac{3,314 f}{\sqrt{Q}} h_o^{\frac{9}{4}} - 0,411\,h_o = 0.0808\,H + \frac{3,314\,f}{\sqrt{Q}} \times 1,0808\,H^{\frac{9}{4}} - 7,330$$

$$h_o^{\frac{9}{4}} - \frac{0,411\,\sqrt{Q}}{3,314 f}\,h_o = \frac{0,0808\,H\,\sqrt{Q}}{3,314 f} + 1,0808\,H^{\frac{9}{4}} - \frac{7,33\,\sqrt{Q}}{3,314\,f} \quad (18)$$

Telle est la formule des relations de h_o et H.

Il serait inutile de vouloir en tirer une formule générale convenant à tous les cas, puisque (h_o) doit varier selon l'importance de la pompe centrifuge et selon la vitesse à donner au bateau.

Mais cette équation permettra de satisfaire la curiosité de

1. Voir notre *Étude des pompes cenfrifuges*. E. Bernard et Cie (Paris).
2. Id. id.

connaître le maximum de H pour une valeur donnée à h_o ; et ceci est très important pour tout cas particulier.

Quant au point de vue général, il suffirait de la résoudre pour trois valeurs de h_o, par exemple, et avec les trois résultats, construire un graphique duquel on déduirait toutes les valeurs de H maximum correspondant à h_o.

Nous allons montrer le genre de calculs convenables pour un cas ; on pourra les imiter pour tout autre.

Soit admis $h_o = 0{,}815$ ce qui correspond à une vitesse de l'eau dans la pompe même de $w = 4$ mètres

Remarquons d'abord que $(0{,}815)^{\frac{9}{4}} = 0{,}631$.

En remplaçant dans l'équation ci-dessus, il vient :

$$0{,}631 - \frac{0{,}411\sqrt{Q}}{3{,}314 f} + 0{,}815 = \frac{0{,}0808\,H\sqrt{Q}}{3{,}314 f} + 1{,}0808\,H^{\frac{9}{4}} - \frac{7{,}33\sqrt{Q}}{3{,}314 f}$$

Or :

$$\sqrt{Q} = \sqrt{s\sqrt{2gH}} = \sqrt{s\sqrt{2g}} \times \sqrt[4]{H};$$

d'où

$$0{,}631 - \frac{0{,}411\sqrt{\sqrt{2g}} \times \sqrt[4]{H}}{3{,}314 f} \times 0{,}815 = \frac{0{,}0808\,H\sqrt{s\sqrt{2g}} \times \sqrt[4]{H}}{3{,}314 f}$$

$$+ 1{,}0808\,H^{\frac{9}{4}} -$$

$$\frac{7{,}33\sqrt{s\sqrt{2g}} \times \sqrt[4]{H}}{3{,}314}$$

Admettons (f) pour le cas de la fonte neuve

d'où $f = 0{,}00525$; par suite $3{,}314\ f = 0{,}017.398$,
Remplaçant et effectuant :

$$0{,}010978 - 0{,}335\ \sqrt[4]{2g} \times \sqrt[2]{s} \times \sqrt[4]{H} = 0{,}0808\, H\ \sqrt[4]{2g} \times \sqrt[2]{s} \times$$

$$\sqrt[4]{H} + 0{,}0188\, H^{\frac{9}{4}} - 7{,}33 \sqrt{2g} \times \sqrt[2]{s} \times \sqrt[4]{H}$$

Or :

$$\sqrt[4]{2g} = 2{,}104\ ;$$

d'où

$$0{,}010978 - 0{,}7048\ \sqrt{s} \times \sqrt[4]{H} = 0{,}17 \sqrt{s} \times \sqrt[4]{H} + 0{,}0188\, H^{\frac{9}{4}} -$$

$$- 15{,}422\ \sqrt{s} \times \sqrt[4]{H}$$

En changeant les signes, transposant les membres de l'équation et divisant par $\sqrt{s}$:

$$15{,}422\ \sqrt[4]{H} - \frac{0{,}0188}{\sqrt{s}} H^{\frac{9}{4}} - 0{,}17\ \sqrt[4]{H} - 0{,}7048\ \sqrt[4]{H} =$$

$$- \frac{0{,}010978}{\sqrt{s}}$$

Changeant encore les signes :

$$\frac{0{,}0188}{\sqrt{s}} H^{\frac{9}{4}} + 0{,}17\, H^{\frac{1}{4}} + 0{,}7048 H^{\frac{1}{4}} - 15{,}422 H^{\frac{1}{4}} = \frac{0{,}010978}{\sqrt{s}}$$

$$H^{\frac{9}{4}} + H^{\frac{1}{4}} \left[(0{,}17 + 0{,}7048 - 15{,}422) \frac{\sqrt{s}}{0{,}0188} \right] = \frac{0{,}010978 \sqrt{s}}{\sqrt{s} \times 0{,}6188}$$

$$H^{\frac{9}{4}} + H^{\frac{1}{4}} \times \left(-14{,}547\,\frac{\sqrt{s}}{0{,}0188}\right) = 0{,}589$$

$$H^{\frac{9}{4}} = 14{,}547\,\frac{\sqrt{s}}{0{,}0188}\,H^{\frac{1}{4}} + 0{,}589$$

Divisant par $H^{\frac{1}{4}}$ on obtient :

$$H^2 = 14{,}547\,\frac{\sqrt{s}}{0{,}0188} + \frac{0{,}589}{H^{\frac{1}{4}}}$$

$$H^2 = 773{,}73\,\sqrt{s} + \frac{0{,}589}{\sqrt[4]{H}}$$

$$H = \sqrt{773{,}77\,\sqrt{s} + \frac{0{,}589}{\sqrt{H}}}$$

Équation que l'on résoudra par tâtonnements et qui donnera la valeur maximum de H pour toute valeur de s, mais pour le car du $w = 4$ mètres et $h_o = 0{,}815$.

(On aura une première valeur approximative en négligeant le terme $\frac{0{,}589}{\sqrt[4]{H}}$ et on obtiendra ensuite la vraie valeur de H après plusieurs tâtonnements).

Il n'y aurait ensuite qu'à calculer H pour deux autres valeurs de h_o, par exemple $h_o = 0{,}400$ pour $w = 2^m{,}801$ et $h_o = 0{,}460$ pour $w = 3^m{,}004$ et construire le graphique des renseignements dont nous avons parlé.

On aurait ainsi la courbe limite des plus grandes valeurs de H et de W possibles à obtenir pour telle vitesse w mais pour lesquelles les rendements ne seraient pas ceux des tableaux (§ 24). Pour obtenir ces derniers il faudrait recourir à la formule (13).

Remarque. — Pour une grande valeur de s à laquelle correspond une grande valeur de H, on peut négliger le terme $\frac{0,589}{\sqrt{H}}$. L'équation se réduit alors à :

$$H = \sqrt{773,77\sqrt{s}}$$

Nous dirons, par curiosité, qu'au cas où assez approximativement, $s = 1^{m^2}$, d'où $\sqrt{s} = \sqrt[4]{s} = 1$, on aurait :

$$H = \sqrt{773,77} = 27^m816$$

Avec une telle charge sur la section de sortie l'eau serait évacuée à une vitesse de $23^m,361$.

Rappel des rendements d'installations faites avec le nouveau système de propulsion. Leur comparaison avec ceux d'installation à hélice.

27. — Nous avons étudié aux paragraphes 21 à 24 et tableaux 1 à 4, que les rendements hydrauliques varieraient de 70 à 85 % selon les vitesses W de marche.

Ce sont les rendements théoriques du moyen de propulsion.

Voici d'autre part les pertes indirectes de travail d'une installation :

1° La perte de travail due à l'inertie de la turbine et du volume d'eau y contenu qu'elle entraîne avec elle ;

2° La perte de travail due au frottement de l'arbre de la turbine dans ses coussinets supports et le palier de butée.

(Il faut se rappeler que la poussée sur le palier de butée peut être très réduite, parag. 8).

Or, en se reportant à notre *Étude des pompes centrifuges*, on verra que ces pertes vaudront tout ou plus, en moyenne, 10 % du travail utile qui est QH.

Dès lors les rendements industriels des installations varieront entre :

$$\omega_1 = \frac{70}{100 + 0,10 \times 70} = \frac{70}{107} = 0,6542$$

et

$$\omega_1 = \frac{85}{100 + 0,10 \times 85} = \frac{85}{108,5} = 0,7834$$

Ce sont les rendements du système de propulsion en fonction des chevaux nominaux qui lui seront fournis. Autrement dit, ce sont les rendements en fonction de la force nominale de la machine.

Soit d'une manière générale un rendement moyen sûr et pratique de :

$$\frac{0,6542 + 0,7834}{2} = 0,7188$$

Or, le rendement similaire pour une installation à l'hélice, avons-nous vu (parag. 1) n'est que 59,7 % ; le nouveau système aura donc un rendement moyen supérieur [1] de :

$$0,7188 - 0,597 = 0,1218 \text{ ou } 12,18\ \%.$$

1. Ce sont ces résultats qui nous ont engagé à publier notre étude.

Maintenant, la comparaison des rendements maxima et minima fournit le tableau suivant :

	NOUVEAU SYSTÈME de propulsion	PROPULSION par hélice	DIFFÉRENCE
Rendement maximum. .	78,34 °/o	70 °/o	8,34 °/o
Rendement minimum. .	65,42 °/o	49,4 o/o	16,02 °/o

CHAPITRE V

Calculs d'application pratique de notre système de propulsion hydraulique.

28. — Nous venons d'étudier la théorie de la propulsion par réaction hydraulique ainsi que celle de notre système de propulsion, il s'agit maintenant de faire voir la manière d'appliquer ce système et d'indiquer les rendements des installations que l'on pourra faire avec lui.

Toute application sera l'objet de calculs très simples, si l'on a bien en mémoire tout ce qui précède et grâce aux renseignements des divers tableaux (paragr. 14, 23 et 24).

1ère Application

Déterminer les éléments divers d'un torpilleur devant avoir 44 mètres de longueur à la flottaison et filer 27 nœuds à l'heure en eau calme.

Déjà les formules du (parag. 11) nous apprennent que la largeur à la flottaison au maître-couple sera

$$E = \frac{44}{10} = 4^{m},400$$

Et la profondeur de carène également au maître-couple

$$C = \frac{44}{32} = 1^{m},375$$

Avec ces résultats on obtient par la (form. 5 *bis*)

$$2S = 1,8 \times 2 \times 44 \times 1,375$$
$$2S = 217^{m^2}8$$

Telle sera la surface developpée de carène.

Ensuite par la (form. 7) nous obtenons pour la section de sortie de l'eau.

$$O = 0,0042 \times 317,8 = 0^{m^2},9147$$

Cette section est trop grande et il vaut mieux la diviser en deux sections O' égales; d'où O' = 0,45,73,5.

Chacune d'elles aura un diamètre de 763 millimètres.

On conçoit que le bateau aurait deux pompes propulsives ce qui serait mieux d'ailleurs pour le cas où il devrait marcher lentement, une seule pompe alors serait en fonction.

Maintenant il faut estimer la force motrice, nécessaire et réellement employée par la propulsion.

Il n'y aurait qu'à appliquer la formule (4).

$$N_u = 0,002853 + 2S \times W^3$$

Mais pour plus de simplicité il vaut mieux se servir du tableau (parag. 14). On y lit qu'à la vitesse de 27 nœuds un mètre carré de carène exige $8^{chx},488$, d'où pour notre cas :

$$N_u = 217,8 \times 8,488 = 1843^{ch}886$$

Et comme il y a deux pompes propulsives chacune d'elles devra donner 921chx,943.

Si maintenant nous consultons les tableaux (parag. 24), nous voyons que la vitesse donnée 27 nœuds ne se trouve que dans les deux premiers. Donc on pourra résoudre le problème avec un rendement de 70 % ou 75 %. Évidemment il vaut mieux prendre le deuxième.

Or d'après le tableau qui lui correspond, on voit qu'il y a lieu d'admettre le cas de $S = 3.\,s$.

Il s'ensuit : $S = 3 \times 0{,}4575 = 1^{m^2}{,}3725$.

Ce qui correspond à un diamètre de $1^m{,}323$.

Pour compléter la solution du problème il ne reste plus qu'à estimer la longueur des parties coniques des tuyauteries d'aspiration et de refoulement.

Nous avons vu qu'elle doit être $\sqrt{2g\mathrm{H}} - \sqrt{2gh_0}$)

Or à la donnée 27 nœuds, correspond $\sqrt{2g\mathrm{H}} = 14$ mètres d'où $\mathrm{H} = 9^m{,}989$.

La vitesse dans les sections S ne sera que $w = \frac{14}{3{,}5} = 4$ mètres.

Ce sont des conditions qui seraient parfaitement pratiques.

D'où $\sqrt{2g\mathrm{H}} - \sqrt{2gh_0} = 10$ mètres.

Enfin pour terminer, il faut observer que le rendement de l'installation en fonction des chevaux nominaux de la machine vaudrait, d'après ce qui a été dit au (parag. 27).

$$\omega_1 = \frac{75}{100 + 0{,}10 \times 75} = 0{,}6977$$

Il s'ensuit donc que les chevaux nominaux devront être $\mathrm{N}_n = \frac{1843{,}886}{0{,}6977} = 2643$ chevaux.

Et comme nous avons supposé à la machine un rendement de 85 %, il s'ensuit qu'elle devrait fournir en chevaux indiqués.

$$\mathrm{N}_i = \frac{2643}{0{,}85} = 3109 \text{ ch.}$$

2e Application

Déterminer les éléments divers d'un petit canot devant avoir 15 mètres de longueur à la flottaison et filer 8 nœuds à l'heure en eau calme.

Pour résoudre le problème, il n'y a qu'à procéder de la même façon que pour la question précédente.

Mais, il est inutile de repéter les explications, il suffira de classer les résultats par ordre

Disons toutefois qu'il s'agit, dans notre esprit, d'un canot taillé finement comme les torpilleurs.

On trouve tous calculs faits :

Vitesse en nœuds :	8
L = ...	15
E = ...	1,5
C = ...	0,469
2S = ...	25,326
S = ...	0,106369
(diamètre de *s*) . .	$0^m,368$
N_u =	5,445
Rendement hydraulique ω =	0.85
S =	$3,5s = 0,31.91.07$
(diamètre de S) =	$0^m,638$
$\sqrt{2g\mathrm{H}}$ =	$4^m,1152$
H	$0^m,863$
ω	1,1758
h_0	0,265

(Long^r, raccords coniques) $\sqrt{2g\mathrm{H}} - \sqrt{2gh_0} = 3^m$.

Rendement industriel N_n = 6,950

N_i = 30 ch. (car le rapport de N_n à N_i pour une petite machine n'est pas supérieur à 0,4).

3e Application

Déterminer les éléments divers d'un navire de commerce devant avoir 100 mètres de longueur à la flottaison et filer 18 nœuds à l'heure.

Nous admettons comme précédemment que ce navire sera finement taillé comme un torpilleur.

On trouve tous calculs faits et par ordre :

L	$= 100^m$
E	$= 10^m$
C	$= 3{,}125$
2 S	$= 1125^{m^2}$
O	$= 4^{m^2}725$
O'	$= 2^{m^2}36.25$
diamètre de s	$= 1^m735$
Nombre de O'	$= 2{,}000$
N_u	$= 2762^{ch}$ (pour 1 pompe 1381^{ch})
Rendement hydraulique ω	$= 0{,}80$
S	$= 3\,s = 5^{m^2}205$
diamètre de S	$= 2^m575$
$\sqrt{2g\,H}$	$= 9^m2592$
H	$= 4^m370$
ω	$= 2^m645$
h_o	$= 0^m3575$
Long. raccords coniques	$\sqrt{2g\,H} - \sqrt{2gh_o} = 6^m614$
Rendement industriel ω_1	$= 0{,}74$
N_n	$= 3732$ ch.
N_i	$= 4390^{ch}$ (pour 1 machine 2195^{ch}).

Conclusions

A la suite de notre étude nous devons faire les réflexions suivantes, bien qu'elles viendront d'elles-mêmes, à l'esprit du lecteur qui examinera le dessin (fig. 7 pl. 2).

En outre de ses avantages techniques qui se traduiront par de sérieuses économies de combustible, notre système de propulsion offre encore toute sécurité au point de vue naval, puisqu'il est entièrement logé dans la partie inférieure du bateau.

Avec lui le seul organe existant hors de la coque sera le gouvernail.

Il supprime aussi les énormes arbres de couche reliant les machines aux hélices, ainsi que les immenses paliers de buttée.

Il n'engendrera pas les trépidations que l'on rencontre dans les bateaux munis d'hélices, il s'ensuivra que les machines et les coques seront moins fatiguées, et feront un plus long service, tout en exigeant moins d'entretien.

A l'inspection du dessin (fig. 7), on conçoit que notre moyen de propulsion peut s'adapter dans tout bateau ayant des machines commandant des arbres d'hélices, sans rien changer à ces machines.

Terminons en souhaitant un avenir sérieux à la propulsion par réaction hydraulique, trop délaissée jusqu'ici, selon nous, par le seul fait de la routine ; et puissions-nous avoir ébranlé le mauvais joug de cette dernière !

TABLE DES MATIÈRES

DÉSIGNATIONS

INTRODUCTION 1

CHAPITRE Ier

1 Critique des hélices propulsives. — Leur rendement est peu élevé 3

CHAPITRE II

Nouvelle pompe centrifuge échappant l'eau normalement au plan de rotation de la turbine.

2 Exposé critique des pompes centrifuges actuelles.... 6

Nouvelle pompe.

3 Description de cette pompe......................... 9

4 Principes sur lesquels elle est basée............... 13
5 Fonctionnement en général. — Equilibre de la turbine 15
6 Avantages directs des pompes nouvelles sur celles d'anciens systèmes...... 16
7 Usages des pompes................................ 18
8 Poussée sur le palier de butée de l'arbre de la turbine 18

CHAPITRE III

Un nouveau moyen de propulsion des bateaux par notre nouvelle pompe centrifuge.

9 Résistance de propulsion des bateaux............. 21
10 Puissance en chevaux de 75 kilogrammètres nécessaire à la propulsion proprement dite........... 24
11 Surface développée de carène immergée en fonction des autres éléments de la coque. — Dimensions linéaires de la carène.......... 24
12 Section de sortie du jet d'eau propulseur.......... 25
13 Limite inférieure de la vitesse de l'eau propulsive à la section de sortie........................... 27
14 Tableaux des relations pratiques entre les éléments 2Ω, W, R_t, les dimensions de carène L, E, C et la section de la sortie O 28

Relations entre la puissance motrice du jet liquide et la résistance d'un bateau par calme.

15 1[er] *cas.* — Le bateau flotte dans un milieu liquide tranquille............................ 30
16 2[e] *cas.* — Le bateau remonte un courant....... ... 31
17 3[e] *cas.* — Le bateau descend un courant........... 33

CHAPITRE IV

Installation de la propulsion à réaction hydraulique par pompe centrifuge nouveau système.

18 Description d'une installation 34
19 Principe concernant les pertes de charge dues au mouvement du liquide dans une tuyauterie possédant deux évasements coniques juxtaposés et placés symétriquement 35
20 Développement de la théorie du nouveau système de propulsion. — Résistances diverses des tuyauteries ou mouvement du liquide propulseur........... 37
21 Formules des rendements du système............. 45
22 Formules simplifiées du rendement. — Conséquences diverses................................... 48
23 Tableaux d'aperçus des conditions de H et W les autres éléments étant donnés...... 50
24 Tableaux complets des variations de H et W pour un rendement ω_1 donné ainsi que les autres éléments de la question : *s*, S — Conclusions.............. 52
25 Cas où un bateau devra avoir plusieurs pompes propulsives 65
Limites de la vitesse d'un bateau ainsi que de l'eau sortant du propulseur pour une section de sortie donnée 65
26 Limites maxima de fonctionnement du système de propulsion sans égards pour le rendement....... 66
27 Rappel des rendements d'installations du nouveau système de propulsion. — Leur comparaison avec ceux d'installations à hélice... 71

CHAPITRE V

28 **Calculs d'applications pratiques de notre système de propulsion hydraulique** 75
29 CONCLUSIONS 80

Paris. — Imprimerie E. BERNARD et Cie, 23, rue des Grands-Augustins.

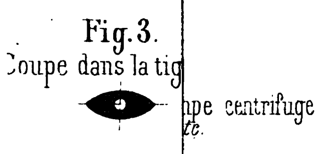
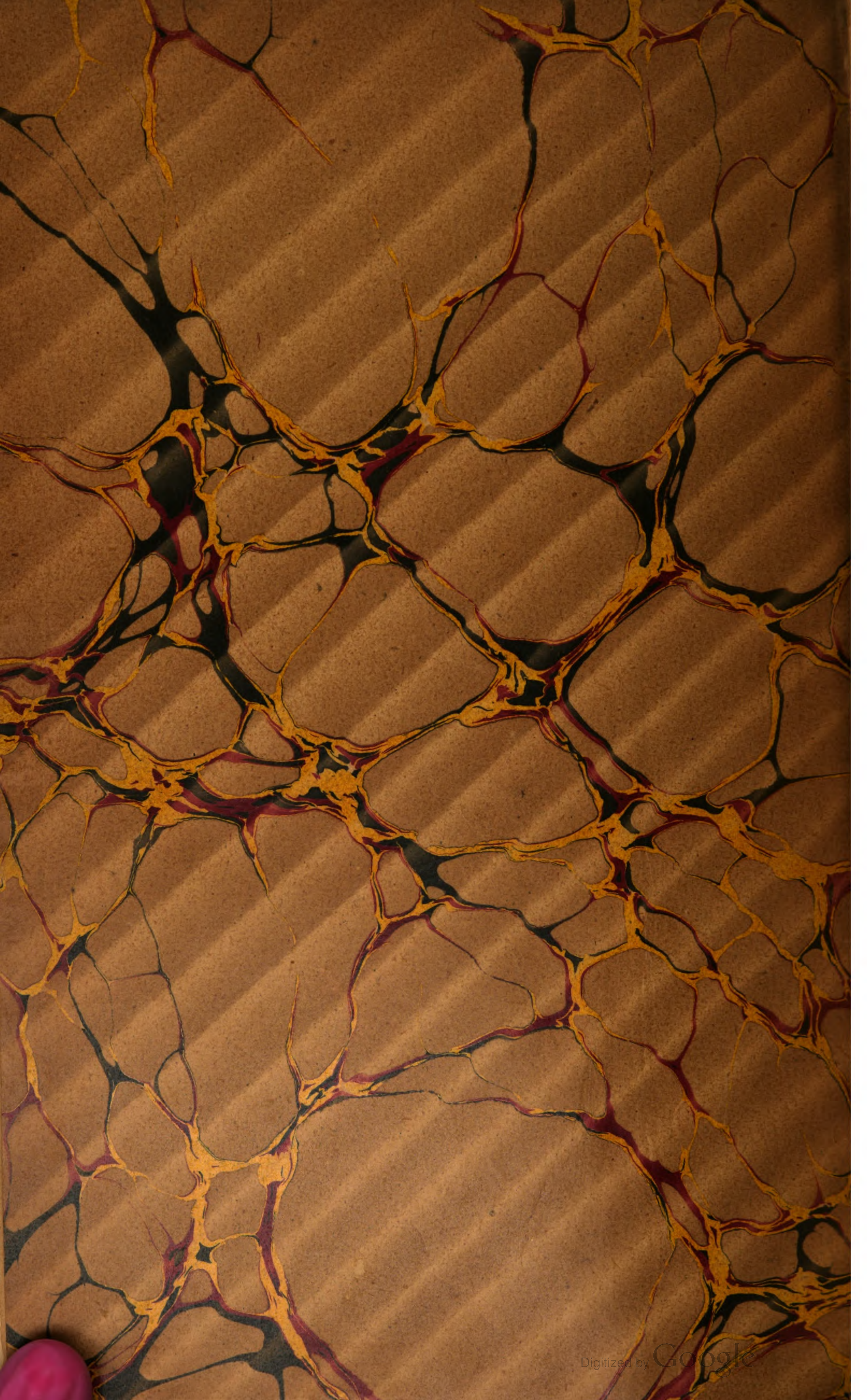
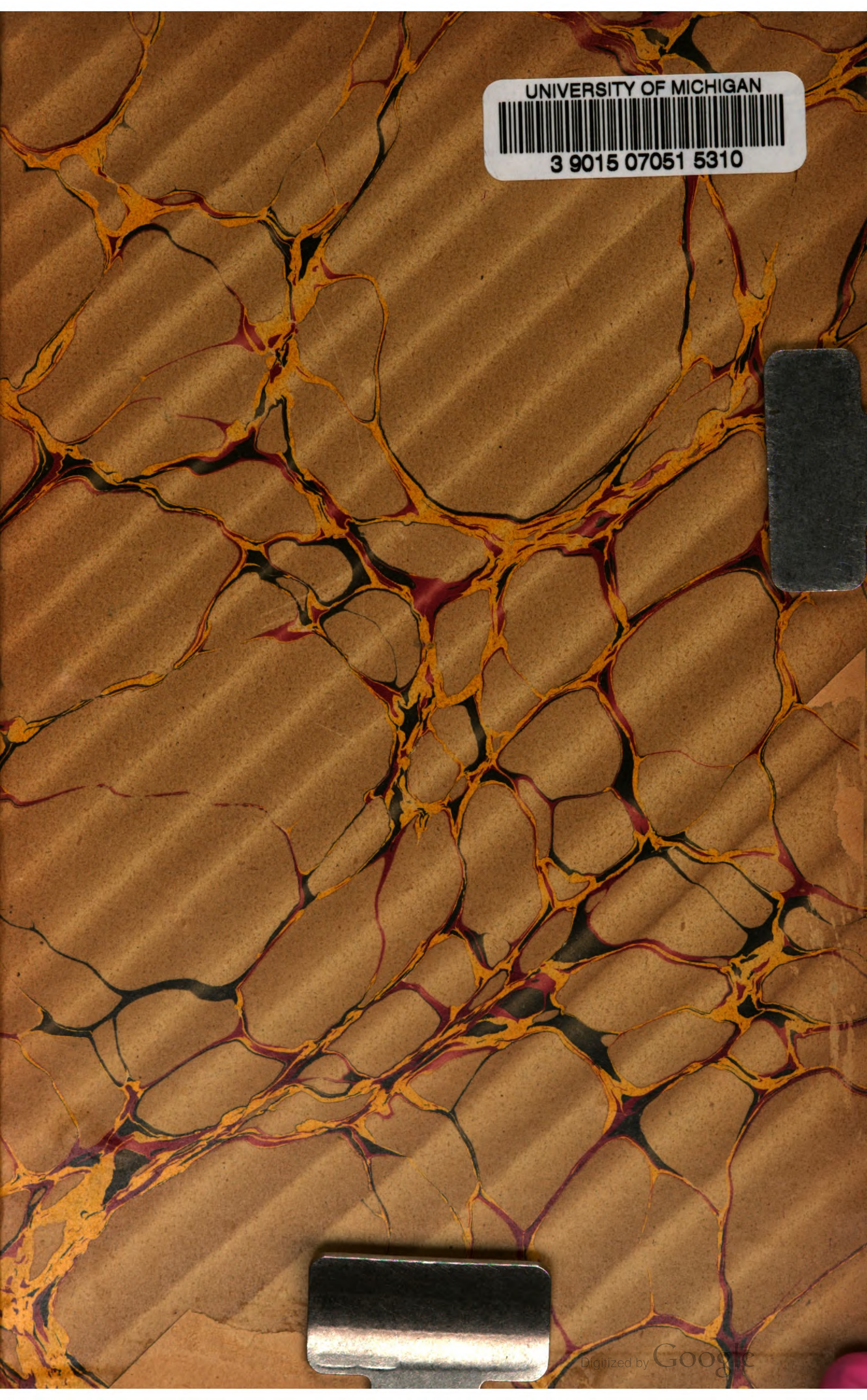


Fig. 4.

upe d'une entret

J




UNIVERSITY OF MICHIGAN
3 9015 07051 5310
Digitized by Google

